UNIVERSIDAD
ICATICAD
COMILLAS

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA (ICAI)

INGENIERO INDUSTRIAL

El diseño de ingeniería de un coche de carreras de fórmula SAE

Autor: Francisco J. Suárez
Suárez Director: Ronald

Madri
Junio y

Francisco
Suárez
Suárez

AUTORIZACIÓN PARA LA D

1. Declaración de autoría y acreditación de la mism

El autor/la autora, el Sr./la Sra. Fra

POR LA PRESENTE DECLARA que es propiet
que se trata de una obra original y que oste

2. Tema y propósito de esta tarea.

Con el fin de c

3. Condiciones de transfere

Sin perjuicio de la propiedad de la c

a) Transformarlo para adap

b) Reproducirlo en cualqui

c) Comunicarlo. Por defecto, mediante un

d) Cualquier otra forma de acces

e) Asigne a estas obras una licencia Creative Commons por defect

) Asigne a estas piezas de trabajo un HANDLE (URL persistente).

4. Derecho

El autor, como propietario de una obra, tiene derecho a:

a) Que la Universidad identifique claramente su nombre como aut

b) Comunicar y publicar el trabajo en la v

d Solicitar que la obra sea retirada del repositorio por causa justificada

d) Recibir una comunicación fiable de c

5. Deberes del autor.

El autor acepta:

a) Garantizar que el cor

b) Garantizar que el contenido de la obra

C) Asumir la responsabilida

d) Asumir la responsabilidad en caso de qu

6. Fines y funcionamiento del reposit

La obra se pondrá a

a) La Universida

b) La Universida

c) La Universidad adoptará las medidas necesarias para salvaguardar el trabajo en

d) La Universidad se reserva el derecho de

Madrid, el 1 de mayo de 2 .....

POR LA PRESENTE ACEPTA

Signed.....

Motivos para solicita

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado

EL DISEÑO DE INGEN

Curso académ

de otros documentos está debidamente referenci

Fdo.: Francisco Javier Suárez Suárez Fecha: 08/ 05/2018

Autorizada la entrega del proye

EL DIRECTOR DEL PROYECTO

Fdo.: Ronald Matthews Fecha: 08/05/2018

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA (ICAI)

INGENIERO INDUSTRIAL

El diseño de ingeniería de un coche de carreras de fórmula SAE

Autor: Francisco J. Suárez
Suárez Director: Ronald

Madri
Junio y

Francisco
Suárez
Suárez

DISEÑO DE INGENIERÍA DE UN COCHE DE CARRERAS DE

Autor: Suárez Suárez, Francisco J. Director:
Matthews, Ronald Entidad Colaboradora:
Long Horn Racing Electric

RESUMEN DEL PROYECTO

1. RESUMEN

El objetivo de este TFM es analizar, rediseñar y mejorar diferentes subsistemas de una fórmula SAE eléctrica. Long Horn Racing Electric desarrolla un coche nuevo cada año para la competición FSAE, donde los coches son puestos a prueba en diferentes campos, como resistencia o aceleración. Para construir un coche competitivo, el chasis, la suspensión delantera y trasera del coche del año pasado van a ser analizadas y rediseñadas. La información obtenida de los diseños del año pasado, se van a crear y probar nuevos diseños con el objetivo de mejorar la eficiencia global del coche. Peso,

2. DISEÑO DEL

2. 1.

El chasis de un coche es una estructura hecha de barras que se encarga de proteger al piloto en caso de accidente y de sostener al resto de subsistemas. Es uno de los subsistemas más importantes de un FSAE, puesto que es responsable de la mayoría del peso del monoplaza. Mejorar su diseño y eficiencia afecta directamente al manejo, la

2. 2. ESTADO DEL

El chasis de 2017 fue diseñado para ser simple y robusto. El diseño fue muy influenciado por los consejos del equipo de combustión interna, siendo el diseño final muy parecido al desarrollado por ellos, pero con unas pocas modificaciones para incluir los diferentes sistemas eléctricos. El chasis estaba compuesto principalmente por tubos de 1 pulgada de diámetro y no variaba mucho. La zona del acumulador, antiguamente motor, fue reforzada y ampliada. La caja trasera fue triangulada y, en algunas partes, reforzada para sostener al motor y los palieres. Algunos de los tubos que soportan la suspensión fueron

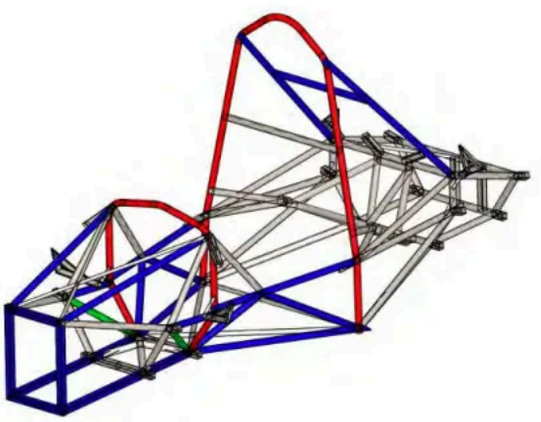


FIGURA 1: CHASIS

El equipo nunca había realizado ningún análisis o simulación en el chasis de 2017. Ellos afirman que intentaron realizar un análisis estático sin éxito debido a

2. 3. ANÁLISIS DE LA RIGIDEZ

Como el chasis de 2017 resistió toda la competición sin mameluco, su valor de rigidez torsional va a ser usado como límite superior. Después de modificar el modelo de CAD para poder realizar FEA, el valor de rigidez torsional obtenido fue de 1900 lbf-in/deg. El prototipo del chasis de 2018 fue modificado usando técnicas similares a las usadas para el modelo de 2017, pero si tuvo éxito. El modelo tuvo que ser reconstruido tubo a tubo y creando la malla después de cada iteración para descubrir el problema. El modelo del chasis de 2018 refinado se muestra en la Figura 2. La rigidez torsional obtenida fue de 1165 lbf-ft/deg.

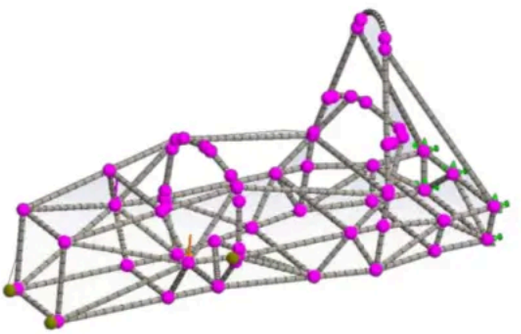


FIGURA 2: MALLA DEL PROTOTIPO

2. 4. MEJORA DEL

Carroll Smith (1932–2003) fue un exitoso piloto profesional, ingeniero y autor. Escribió varios libros sobre ingeniería de competición, como Tune to Win. El ayudó al equipo de combustión interna hace años y dio a los distintos equipos de UT SAE un valor objetivo de la rigidez torsional de 1500 lbf-ft. Este valor también se obtiene buscando que el chasis sea mucho más rígido que la suspensión. Si se multiplica la rigidez torsional de la suspensión por 10 se obtiene un valor muy cercano a 1500 lbf-ft. Se probaron diferentes modificaciones de diseño intentando aproximarse lo máximo posible a dicho valor a la vez que se trató de minimizar el incremento de peso. Después de más de 15 iteraciones, la rigidez torsional del chasis se aumentó en un 34% a 1556 lbf-ft incrementando el peso solo un 2,4%. En la Figura 3 se observa el chasis finalizado.

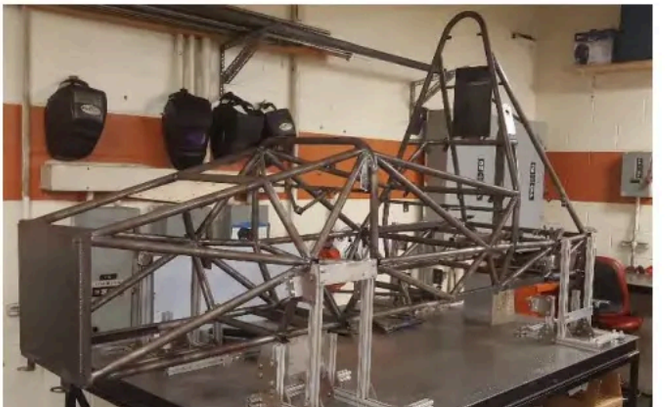


FIGURA 3: CHASIS DE

3. DISEÑO DEL SISTEMA DE BELLCRANKS

3. 1.

Una manivela es un cuerpo sólido que cambia el movimiento mediante un ángulo, rotando en un punto fijo. El sistema consta de una varilla de empuje, la palanca acodada, el amortiguador y la barra anti-rol. En un coche de competición, las palancas se encargan de transmitir la fuerza generada por el pushrod a la suspensión ya la barra de anti-rol y de definir el Installation Ratio (IR), que se define como la cantidad de compresión que experimenta el amortiguador por la unidad de movimiento de la rueda. Esta relación es

3. 2. DISEÑO

Las bellcranks de 2017 se muestran en la Figura 4. Estaban hechos de acero y no fueron sujetos a ningún análisis. No se hicieron cálculos del IR, y fueron diseñados simplemente para que los componentes del sistema no interfiriesen entre sí.

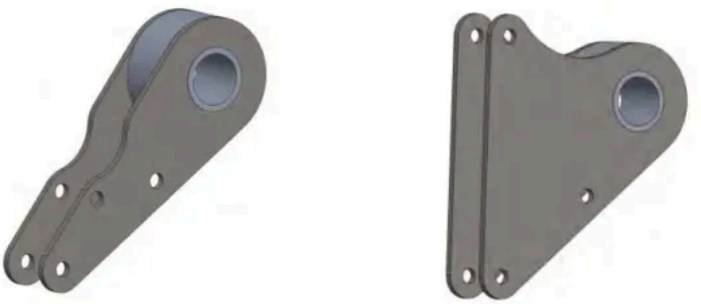
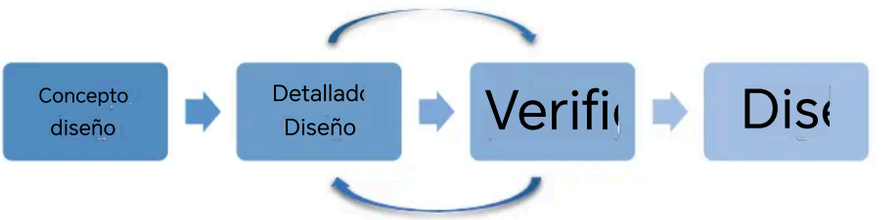


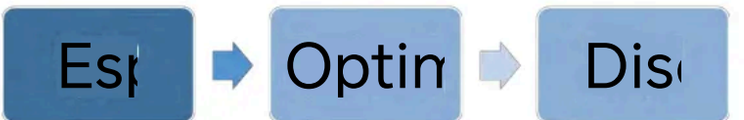
FIGURA 4: BELLCRANK DELANTERA Y TRASERA DE 2017, RESPECTIVAMENTE

3. 3. PROCESO DE

El primer paso en el proceso de diseño es determinar las frecuencias de conducción. Como la pista tiene baches, es necesario aplicar flat tunning buscando diferentes frecuencias de conducción delante y detrás. Usando estos valores y la constante de los muelles y las ruedas es posible obtener el IR deseado. El ciclo de diseño tradicional se muestra en el siguiente gráfico:



Sin embargo, para este proceso de diseño se implementó la optimización topológica. Este proceso reduce considerablemente el tiempo de diseño y el número de iteraciones:



3. 3. 1. ESPACIO DE DISEÑO

El espacio de diseño se define como el volumen máximo que una pieza puede tener sin interferir con otros elementos. Para una campana es una parte muy importante del diseño, puesto que también define el IR. Esta relación queda definida por la posición relativa de las monturas de los diferentes componentes y puesto que normalmente la compresión del muelle y el viaje de la rueda no ocurren en el mismo plano, es muy difícil de ajustar. Para la palanca trasera, se utiliza el Bosquejo de referencia dinámica (DRS) para ajustar el IR. Esta herramienta de SolidWorks está compuesta por bocetos 3D con relaciones geométricas y ecuaciones que permiten diseñar y verificar diferentes parámetros de la suspensión, como la variación del camber y el anti-escuadra. El DRS fue modificado para incorporar las palancas y medir el IR. Esto se muestra en la Figura 5. Para comprobar la existencia de interferencias, un ensamblaje con todas las partes fue creado tanto para máxima compresión como extensión.

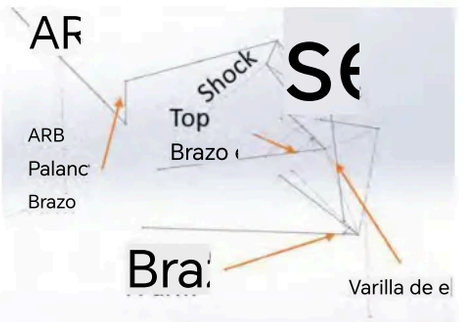


FIGURA 5: SISTEMA DE

Para la palanca delantera, la metodología de diseño fue mejorada. En vez de emplear el DRS, se implementó un Motion Study de SolidWorks. Esta metodología permite combinar el chequeo de interferencias con la medida del IR. El Motion Study anima el ensamblaje de acuerdo con las parejas especificadas para similar el movimiento de la suspensión por completo, lo que permite comprobar los distintos requisitos de diseño en todo el viaje de la suspensión. La Figura 6 muestra el modelo de la suspensión usado y el gráfico del IR

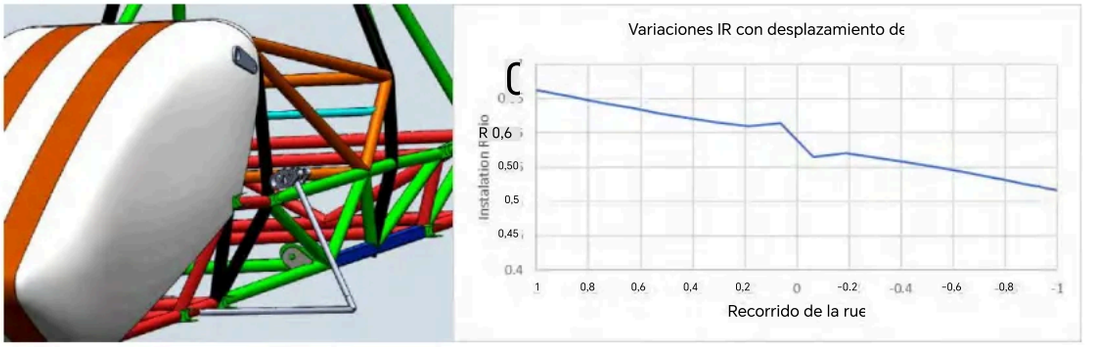


FIGURA 6: ASAMBLEA PARA EL MOTION STUDY

3. 3. 2. OPTIMIZACIÓN

Los programas de optimización topológica se usan para minimizar el peso de diferentes piezas quitando material del espacio de diseño que no está sujeto a una cantidad determinada de tensión o compresión de acuerdo con Múltiples casos de cargas y fijaciones. SolidThinking Inspire fue el software utilizado para realizar la optimización topológica. Como aún se encuentra en fase de desarrollo, no es posible importar piezas directamente desde la edición para estudiantes de SolidWorks. La única opción era exportar las piezas como parasolidos, lo que impide importar los bocetos usados para obtener las direcciones de las fuerzas. Como la palanca trasera fue diseñada con el mismo sistema de referencia que el coche para facilitar el ensamblaje, todas las coordinadas de los vectores de fuerzas están en esa base. El problema con este sistema de referencia es que Inspire necesita un plano de simetría en el medio de la pieza para que pueda ser fabricado con una máquina CNC, pero los planos de la pieza no estaban alineados con la misma. Inspire solo dejaba rotar los planos introduciendo a mano el valor del ángulo que se desea rotar, por lo que se tuvo que resolver el problema inverso de los ángulos de Euler. La palanca delantera fue creada con su propio sistema de referencia buscando evitar este problema, pero al hacer esto fue necesario cambiar de base todos los vectores de fuerzas puesto que habían sido calculados en la base del coche. Las fuerzas fueron calculadas buscando el peor escenario posible en todos los casos, puesto que el programa de optimización topológica se basa en fuerzas estáticas y nuestro caso es dinámico, obteniendo así un factor de seguridad extra. La fuerza máxima del amortiguador fue calculada como la máxima compresión por el máximo recorrido del mismo y la fuerza de la barra de anti-rol usando el máximo par que transmite sin mameluco. Se fijó la montura del chasis y la montura del pushrod con fisura de bisagra, ya que el pushrod aplica una fuerza igual a la suma de las otras mas la inercia, despreciada

3. 4. DISEÑO

El diseño final de ambas palancas se muestra en la Figura 7. La CNC fue programada usando HSM Works. Se redujo el peso un 64% y un IR constante para la palanca trasera y una reducción de peso del 72% y un ±7. 1% de variación en el IR para la palanca acodada

FIGURA 7: ESPACIO DE DISEÑO, OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA Y

DISEÑO DE INGENIERÍA DE UN COCHE DE CARRERAS DE

Autor: Suárez Suárez, Francisco J. Director:
Matthews, Ronald Entidad Colaboradora:
Long Horn Racing Electric

RESUMEN DEL

1. RESUMEN

El objetivo de esta investigación es analizar, rediseñar y mejorar diferentes subsistemas de un monoplaza eléctrico de Fórmula SAE. Long Horn Racing Electric desarrolla un nuevo coche cada año para la competición de Fórmula SAE, donde los coches se prueban en diferentes ámbitos, como la resistencia o la aceleración. Para construir un coche competitivo, se analizarán y rediseñarán el chasis y las suspensiones delantera y trasera del monoplaza del año anterior. Utilizando los datos obtenidos del coche del año anterior, se probarán nuevos diseños para mejorar la eficiencia general. El peso, la aceleración, la rigidez torsional y las relaciones de movimiento son algunos de los indicadores clave de

2. DISEÑO DEL

2. 1.

El chasis de un automóvil es una estructura compuesta por vigas que se encarga de proteger al conductor en caso de accidente y de mantener unidos todos los subsistemas. Es uno de los subsistemas más importantes de un automóvil FSAE, ya que soporta la mayor parte del peso del monoplaza. Mejorar su diseño y eficiencia tiene efectos directos

2. 2. ESTADO DEL

El chasis de 2017 se diseñó priorizando la simplicidad y la robustez tanto en su diseño como en su fabricación. Inspirándose en gran medida en el asesoramiento de Longhorn Racing IC, el chasis es muy similar a un chasis de combustión interna existente, con modificaciones para alojar un sistema de propulsión eléctrica, un acumulador y el peso adicional. El chasis está compuesto principalmente por tubos de 1 pulgada de diámetro y se desvía muy poco de las dimensiones de tubo especificadas. El compartimento del acumulador, anteriormente ocupado por el motor, se amplió y reforzó. La caja trasera

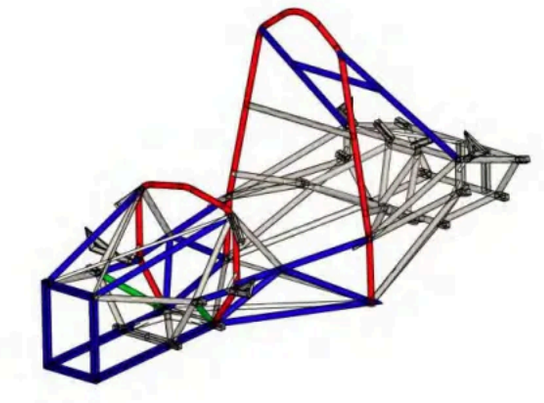


FIGURA 1: CHASIS

El equipo eléctrico nunca ha realizado ningún análisis sobre el cuadro de 2017. Afirmaron El análisis estático no tuvo éxito debido a

2. 3. ANÁLISIS DE RIGIDEZ

Dado que el chasis de 2017 resistió toda la competencia, su valor de rigidez torsional se utilizará como límite superior. Después de modificar el modelo CAD para que fuera apto para el análisis de elementos finitos (FEA), el valor de rigidez torsional fue de 1900 lbf-in/deg. El prototipo del bastidor de 2018 se modificó utilizando técnicas similares a las utilizadas para el chasis de 2017, sin éxito. El modelo se reconstruyó viga por viga y se mallaron después de cada iteración para descubrir qué vigas causaban problemas. El modelo apto para FEA de 2018 se muestra en la Figura 2. La rigidez torsional de esta versión fue de 1165 lbf-ft/deg.

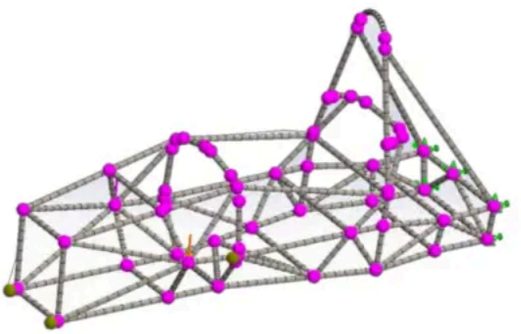


FIGURA 2: MALLA DEL PROTOTIPO DE

2. 4. MODIFICACIONES DE

Carroll Smith (1932–2003) fue un exitoso piloto de carreras profesional, ingeniero y autor. Escribió varios libros sobre ingeniería de autos de carreras, como Tune to Win. Hace años ayudó al equipo de combustión y le dio a UT SAE un valor objetivo para la rigidez torsional de 1500 lbf-ft. Este valor también se puede obtener considerando que el bastidor debe ser mucho más rígido que la suspensión. Multiplicar la rigidez torsional de la suspensión por 10 también da un valor de 1500 lbf-ft/deg. Se probaron diferentes modificaciones de diseño tratando de acercarse lo más posible a la rigidez torsional objetivo mientras se minimizaba el aumento de peso. Después de más de 15 combinaciones, la rigidez torsional aumentó un 34% a 1556 lbf-ft/deg mientras que el peso solo aumentó un 2.4%. La Figura 3 muestra el bastidor final fabricado en 2018.

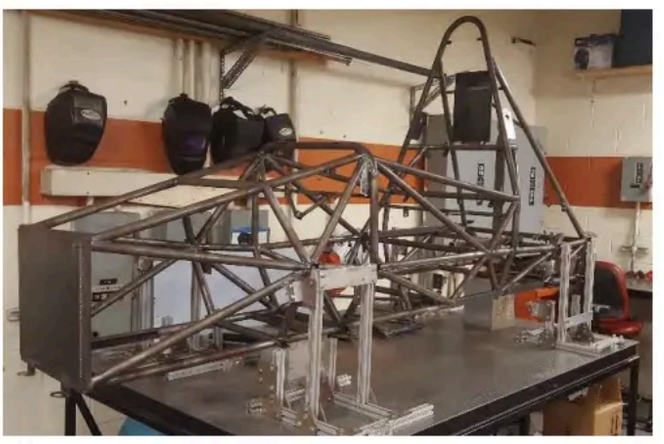


FIGURA 3: MARCO DE

3. DISEÑO DEL SISTEMA DE LA

3. 1.

Una palanca acodada es un cuerpo sólido que cambia de movimiento mediante un ángulo, girando alrededor de un punto. El sistema consta de la varilla de empuje, la propia palanca acodada, el amortiguador y la barra estabilizadora. En un coche de carreras, las palancas acodadas se encargan de transferir las fuerzas generadas por la varilla de empuje y la barra estabilizadora al amortiguador y de definir la relación de instalación (RI),

3. 2. ESTADO DEL

En la figura 4 se muestran las palancas acodadas delanteras y traseras del modelo 2017. Estaban fabricadas en acero y no se les realizó ningún análisis. No se realizaron cálculos de relación de instalación en estos modelos; su diseño priorizó la holgura y la durabilidad.

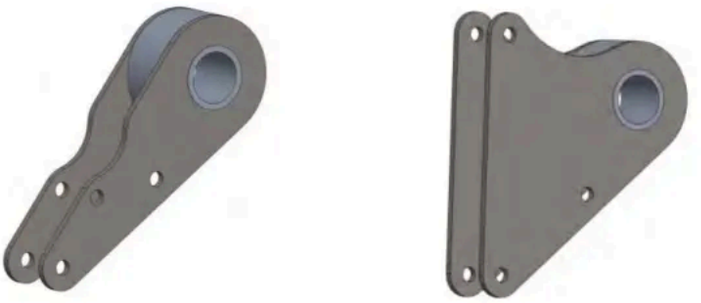
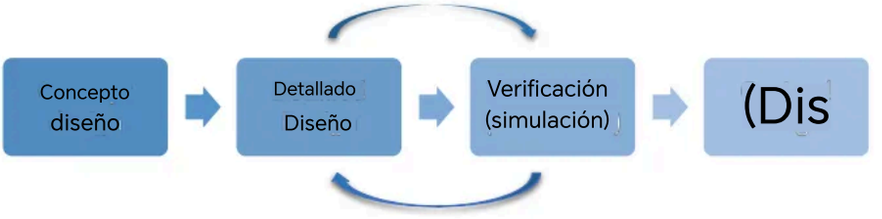


FIGURA 4: BIELA DELANTERA Y BIELA TRASERA DE 2017, RESPECTIVAMENTE

3. 3. PROCESO DE

El primer paso en el proceso de diseño es determinar las frecuencias de conducción. Dado que la pista es irregular, es necesario aplicar una puesta a punto plana, buscando frecuencias de conducción diferentes en la parte delantera y trasera. Utilizando estos valores y las constantes de amortiguación, se obtienen las relaciones de instalación deseadas. El ciclo de diseño tradicional se muestra en el siguiente gráfico:



Sin embargo, para este proceso de diseño se utilizó el enfoque de optimización topológica. Se supone que esto reduce considerablemente el tiempo de diseño y el

3. 3. 1. ESPACIO DE DISEÑO

El espacio de diseño se define como el volumen máximo que una pieza puede tener sin interferir con otros elementos. Para una palanca acodada, es una parte importante del proceso de diseño, ya que también define la relación de instalación. Esta relación se define por la posición relativa de los soportes de los diferentes componentes y, dado que el desplazamiento de la rueda y la compresión del amortiguador ocurren en diferentes planos, el ajuste de la relación no es trivial. Para la palanca acodada trasera, se utilizó el boceto de referencia dinámica (DRS) para ajustar la IR trasera. Esta herramienta de SolidWorks está compuesta por bocetos 3D con relaciones geométricas y ecuaciones que permiten diseñar y verificar diferentes parámetros de suspensión, como variaciones de caída o anti-squad. El boceto se modificó para incorporar el sistema de palanca acodada y una medida de la IR. Esto se muestra en la Figura 5. Para comprobar la holgura, se

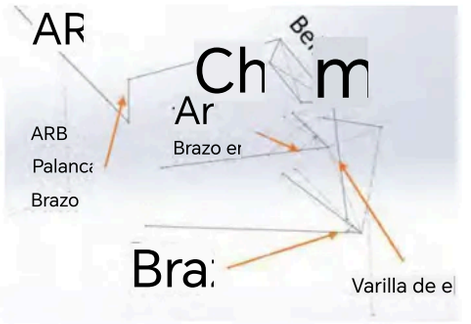


FIGURA 5: SISTEMA DE

Para la palanca acodada delantera, se mejoró la metodología de diseño. En lugar de usar el DRS, se creó un estudio de movimiento en SolidWorks. Esta metodología permitió combinar la verificación de la holgura con la medición de la IR. El estudio de movimiento anima un ensamblaje según sus restricciones para simular los movimientos de la suspensión, lo que permite verificar las restricciones en todo el recorrido de la rueda. La

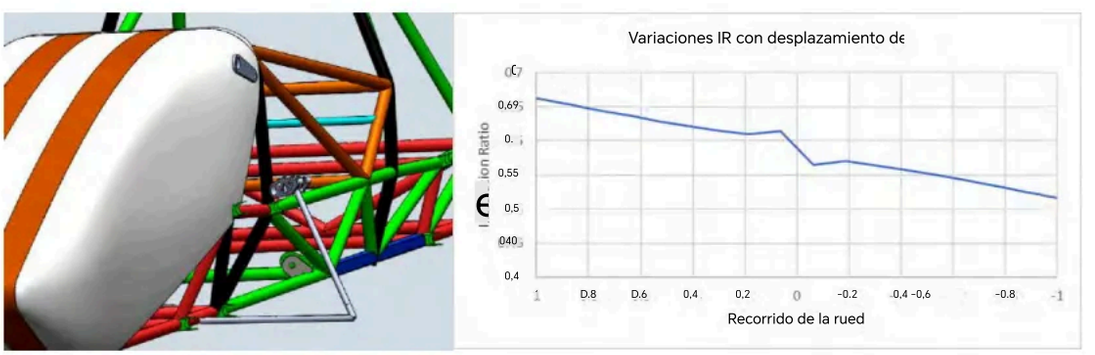


FIGURA 6: MONTAJE PARA EL ESTUDIO DE

3. 3. 2. OPTIMIZACIÓN

El software de optimización topológica se utiliza para minimizar el peso de una pieza eliminando material de las zonas de diseño que no están sometidas a una determinada tensión, según múltiples casos de carga y fijaciones. SolidThinking Inspire fue el software utilizado para realizar la optimización topológica. Dado que se encuentra en fase de desarrollo, no fue posible importar piezas de la edición para estudiantes de SolidWorks. La única opción fue importar la pieza como un parasolid, lo que impide importar los bocetos utilizados para obtener la dirección de las fuerzas para los casos de carga de compresión y tracción. Como la palanca acodada trasera se modeló con el mismo sistema de referencia que el sistema de referencia del automóvil para facilitar los ensamblajes, todas las coordenadas de los vectores de fuerza se calcularon con este origen como base. El problema con esta base era que el software necesitaba un plano de simetría en el centro de la pieza para poder fabricarla mediante CNC, y los planos de simetría originales eran los del automóvil, no los de la pieza. La única opción para modificarlos y que coincidieran con el plano de la pieza fue insertar manualmente un ángulo de rotación, que se obtuvo resolviendo el problema del ángulo inverso de Euler. El espacio de diseño de la palanca acodada delantera se creó con su propio sistema de referencia para evitar el último problema, pero al hacerlo, todos los vectores de fuerza tuvieron que cambiar sus bases ya que el boceto utilizado tiene el sistema de referencia que coincide con el del automóvil. Las fuerzas se calcularon como las cargas del peor caso porque la optimización topológica se basa en el análisis estático y las piezas diseñadas estarán bajo cargas dinámicas. La fuerza de choque máxima se obtuvo asumiendo la compresión de choque máxima y para la barra estabilizadora, se obtuvo el par que la haría fallar y luego se transformó en un valor de fuerza. Los accesorios utilizados fueron bisagras, tanto en el bastidor como en el soporte de la varilla de empuje, ya que la varilla de empuje tenía que

3. 4. DISEÑO

El proceso de diseño final de ambas palancas acodadas se muestra en la Figura 7. El modelo definitivo se diseñó teniendo en cuenta la facilidad de fabricación. La máquina CNC se programó con HSM Works. Se logró una reducción de peso del 64 % y una resistencia interna constante para la palanca acodada derecha (RBC), y una reducción de

FIGURA 7: ESPACIO DE DISEÑO, OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA Y MODELO DEFINITIVO PARA FBC Y

Derecho
p
Francisco J. Suárez
201

Diseño de ingeniería de un coche de carreras

APROBADO

COMITÉ SUPERVISOR:

Ronald Matthews.

José Ignacio Linares

Diseño de ingeniería de un coche de carreras

p

Francisco J. Suárez Suárez,

TESIS

Presentado a la Facultad de la Escuela de

La Universidad de Texas en

en cumplimiento

de los Requisitos

para el Grado

MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA INDUSTRIAL

LA UNIVERSIDAD DE TEXAS EN AUSTIN

Junio de

Dedicado a mis amigos y

Expresiones de

Quiero agradecer a todos los miembros de Long Horn Racing Electric.
Sin su trabajo y dedicación, esta tesis no habría sido

Diseño de ingeniería de un coche de carreras

Francisco J. Suárez Suárez.
Universidad de Texas en Austin. 2018

Supervisor: Ronald

El objetivo de esta investigación es analizar, rediseñar y mejorar
Subsistema de un monoplaza eléctrico de fórmula SAE. Long Horn Racing
desarrollar un coche nuevo cada año para la competición Formula SAE.
probado en diferentes campos, como resistencia o aceleración. Para
El coche, el chasis, las suspensiones delantera y trasera del monoplaza del
ser analizado y rediseñado. Utilizando los datos obtenidos del automóvil de
Los diseños se van a probar para mejorar la eficiencia general. Peso, ac-
La aceleración, la rigidez torsional y las relaciones de movimiento son
que se utilizarán para medir las mejoras.

Tabla de

Agradecimientos v

Resumen vi

Lista de tablas x

Lista de figuras xi

Capítulo 1. Introducción 1

1. 1 Chasis. .. .. 1 1. 2 Suspensión. 2

Capítulo 2. Información del cliente 4

2. 1 Antecedentes de la necesidad. .. .. 4 2. 2 Declaración de necesidades del cliente. .. .. 5 2. 3 Requisitos del vehículo. .. .. 6 2. 4 Requisitos funcionales. .. .. 6 2. 5 Metodología de trabajo de Long Horn Racing Electric. 7

Capítulo 3. Estado del arte 1

3. 1 Chasis. .. .. 10 3. 2 Suspensión. 11

Capítulo 4. Diseño de 1

4. 1 Chasis. .. .. 14 4. 2 Trabajo previo. .. .. 14 4. 3 Objetivos de diseño. .. .. 15 4. 4 Metodología de diseño. .. .. 18 4. 5 Cálculo de rigidez torsional para el bastidor 2017. .. .. 19 4. 6 Cálculo de rigidez torsional para el bastidor de 2018. 23

4. 6. Preparación del modelo 2018 para FEA. 23
4. 6. Precisión de la rigidez torsional. 26
4. 7 Modificaciones de diseño para el cuadro de 2018. 30

Capítulo 5. Diseño de la palanca 3

5. 1 Sistema de palanca acodada. .. .. 34 5. 2 Trabajo previo. .. .. 35 5. 3 Cálculo de la relación de instalación para palancas acodadas de 2018. .. .. 35 5. 4 Esquema de referencia dinámico. .. .. 37 5. 5 Barra estabilizadora (ARB). .. .. 38 5. 6 Cono de nariz. .. .. 39 5. 7 Objetivos de diseño. .. .. 39 5. 8 Metodología de diseño. .. .. 40 5. 9 Proceso de diseño de la palanca acodada trasera. 41 5. 9. 1

Espacio de diseño. 43
5. 9. Optimización topológica. 45
5. 9. Diseño final de la palanca acodada trasera. .. ..

5. 10 Diseño de palanca acodada delantera. .. .. 52 5. 10. 1 Estudio de movimiento. .. .. 53 5. 10. 2 Refinamientos del estudio de movimiento. .. .. 54 5. 10. 3 Espacio de diseño. .. .. 58 5. 10. 4 Optimización topológica. .. .. 61 5. 10. 5 Diseño final de la palanca acodada delantera. 64

Capítulo 6. Cronograma y presupuesto del 6

Capítulo 7. Conclusiones 6

7. 1 Bastidor. .. .. 69 7. 2 Suspensión. .. .. 71 7. 3 Fabricabilidad. .. .. 73 7. 4 Trabajos futuros. 73 7. 4. 1

Marco. 73
7. 4. Suspensión. 75

Apéndices 7

Apéndice A. Cálculos y selección de modificaciones en el diseño del bastidor. 7

A. 1 Prueba 1. .. .. 79 A. 2 Prueba 2. .. .. 81 A. 3 Prueba 3. .. .. 82 A. 4 Prueba 4. 84

Apéndice B. Rotación de planos de SolidThinking Inspire 8

Apéndice C. Guía de diseño del sistema de 9

C. 1 Resumen. .. .. 91 C. 2 Guía paso a paso. 92

Apéndice D. Fabricación de palancas 9

Bibliografía 10

Índice 10

Vita 10

Apéndice E. Dibujos 10

Lista de

4. 1 Valores de rigidez torsional frente al modelo utilizado. .. ..

A. 1 Resultados de la prueba 1. .. .. 81 A. 2 Resultados de la prueba 2. .. .. 82 A. 3 Resultados de la prueba 3. .. .. 84 A. 4 Resultados de la prueba 4. 85

Lista de figuras

2. 1 Diseño del garaje. 9

3. 1 Análisis digital de rigidez torsional. .. .. 10 3. 2 Análisis físico de rigidez torsional. .. .. 11 3. 3 Brazo doble en A. .. .. 12 3. 4 Suspensión de varilla de empuje. .. .. 12 3. 5 Suspensión de varilla de tracción. 13

4. 1 Chasis 2017. .. .. 15 4. 2 Prototipo de bastidor original 2018. .. .. 16 4. 3 Vigas no combinadas debido a la curvatura. .. .. 19 4. 4 Soportes de cubierta. .. .. 20 4. 5 Viga libre. .. .. 21 4. 6 Soportes de suspensión. .. .. 21 4. 7 Gráfico FOS para el marco 2017. .. .. 22 4. 8 Malla, juntas, fuerzas y fijaciones para la prueba estática 1. .. .. 23 4. 9 Gráfico de desplazamiento de la primera simulación de reconstrucción del marco. .. . 24 4. 10 Barras antivuelco delanteras y traseras (azul claro). .. .. 25 4. 11 Barra antivuelco delantera original frente a barra antivuelco delantera modificada. .. .. 25 4. 12 Modelo definitivo de rigidez torsional. .. .. 29 4. 13 Rigidez torsional frente a fuerza. .. .. 30 4. 14 Vista lateral del bastidor original de 2018. .. .. 31 4. 15 Configuración 1 y configuración 2 del cuadro de 2018. .. .. 31 4. 16 Original, configuración 3 y configuración 4 del cuadro de 2018. .. .. 32 4. 17 Diseño final del cuadro de 2018. .. .. 33 4. 18 Cuadro de 2018 fabricado. 33

5. 1 Sistema de palanca acodada. .. .. 34 5. 2 Palancas acodadas 2017. 35

5. 3 Sistema de suspensión de un vehículo. 35

5. 4 Gráfico de diferentes frecuencias de conducción. .. .. 36 5. 5 Esquema de referencia dinámica y ecuaciones. .. .. 38 5. 6 ARB de una Fórmula 3. .. .. 39 5. 7 Cono de nariz 2017. .. .. 39 5. 8 Metodología de diseño tradicional. .. .. 40 5. 9 Metodología de diseño de optimización topológica. .. .. 41 5. 10 Esquema dinámico completo de la suspensión trasera (izquierda) y esquema dinámico de la palanca acodada (derecha). 42

5. 11 Coplanaridad en el diseño de la palanca acodada. .. .. 43 5. 12 Ensamblaje del espacio de diseño trasero. .. .. 44 5. 13 Ensamblaje de la holgura del espacio de diseño trasero. .. .. 44 5. 14 Espacio de diseño trasero y ensamblaje de la suspensión trasera. .. .. 45 5. 15 Espacio de diseño refinado Solid Thinking Inspire. .. .. 46 5. 16 Orientación original de los planos de Solidthinking. .. .. 48 5. 17 Planos de pensamiento sólido después de aplicar la rotación de Euler. .. .. 49 5. 18 Manivela acodada optimizada topológicamente. .. .. 50 5. 19 Configuración de diseño de RBC. .. .. 51 5. 20 Diseño definitivo de RBC. .. .. 51 5. 21 Posición de RBC en el ensamblaje completo. .. .. 52 5. 22 Ubicación del sistema de palanca acodada delantera. .. .. 53 5. 23 Modelo del sistema de palanca acodada trasera. .. .. 54 5. 24 Ubicación del sensor en el estudio de movimiento RBC. .. .. 57 5. 25 Variación de la relación de instalación trasera con el recorrido de la rueda. .. .. 58 5. 26 Sistema de palanca acodada delantera 2017. .. .. 58 5. 27 Configuración planar. .. .. 59 5. 28 Configuración híbrida. .. .. 60 5. 29 Configuración mejorada de palanca acodada. .. .. 60 5. 30 Espacio de diseño de palanca acodada frontal. .. .. 61 5. 31 Variación del IR delantero con el recorrido de la rueda. .. .. 61 5. 32 Gráfico FOS para ARB. .. .. 63 5. 33 Optimización topológica de la palanca acodada delantera. 63

5. 34 Modelo CNC de palanca acodada delantera. 64

5. 35 2018 Palanca acodada delantera. .. .. 64 5. 36 Sistema de palanca acodada delantera. 65

6. 1 Presupuesto. 67

7. 1 Monocasco de fibra de carbono. .. .. 74 7. 2 Proceso SLM. 75

A. 1 Modificación 1. 1. .. .. 79 A. 2 Sección superior frontal del equipo de combustión interna. .. .. 80 A. 3 Configuración lateral alternativa. .. .. 80 A. 4 Modificación 3. 2. .. .. 83 A. 5 Modificación 3. 4. 83

B. 1 Orientación original de los planos de Solidthinking. .. .. 86 B. 2 Sistema de referencia de SolidWorks y herramientas de parámetros de puntos. .. .. 87 B. 3 Línea nodal, ángulo de nutación, sistema de referencia del suelo y sistema de referencia del cuerpo. 88

B. 4 Precesión, nutación y sistemas de referencia. .. .. 89 B. 5 Giro, nutación, precesión y sistemas de referencia. .. .. 89 B. 6 Rotación del ángulo de Euler para alinear sistemas de referencia. .. .. 90 B. 7 Planos de pensamiento sólido después de aplicar la rotación de Euler. 90

D. 1 Prisma de aluminio original. .. .. 97 D. 2 Sierra. .. .. 98 D. 3 Máquina de refrentado. .. .. 99 D. 4 Cajas CNC. .. .. 99 D. 5 Palanca acodada frontal final. .. .. 100 D. 6 Palanca acodada trasera final. 100

Capítulo 1

Introducción

Esta investigación tiene como objetivo mejorar dos subsistemas de monoplaza. La Fórmula SAE Electric es una competición norteamericana en Equipos formados por estudiantes de universidades prestigiosas construyen desde cero. Los equipos tienen que construir un coche nuevo cada año y donde se desarrolla la competición. Cada coche será probado por un jurado de expertos de diferentes empresas automotrices en diferentes campos. innovación, rentabilidad, resistencia y aceleración. Este documento se centra mejorar los sistemas mecánicos del coche de carreras conocidos como suspensió

1. 1 Chasis

La primera parte de esta investigación se centra en mejorar el del chasis. El chasis de 2017 era una copia del FSAE de combustión interna equipo, que es la otra competición FSAE en la que participa UT Austin. Este El equipo se creó en 1981 y es uno de los fundadores de la competición [6]. El equipo de IC ayudó a adaptar su chasis a las necesidades eléctricas de automóvil, creando un diseño resistente pero con sobrepeso. El primer paso para que el modelo CAD del marco del año pasado sea adecuado para el

(FEA). Una vez que el modelo esté listo para el análisis de elementos finitos y se utiliza como límite superior para el chasis de 2018. La rigidez torsional medida de cuánto par se necesita para girar el marco un grado y se utiliza una medida de rigidez para chasis en la industria automotriz. El mismo seguido para el prototipo de chasis 2018, y una vez que se calcula la rigidez Se probarán varias modificaciones de diseño para lograr el valor deseado de rigidez torsional minimizando el peso.

1. 2 Suspensión

La parte final de la investigación consiste en mejorar tanto la sistemas de pensiones. La geometría de los brazos A ya ha sido determinada equipo, por lo que el desafío fue incluir el sistema de palanca acodada en sión para lograr la relación de instalación (IR) deseada y mantener el espacio El IR es una medida de cuánto se comprime el amortiguador por cada y es fundamental para la forma en que el coche interactúa con los

Primero, el sistema de palanca acodada se creará utilizando bocetos para calcular el IR y simplificar las iteraciones de diseño. Una vez que se Se obtiene un conjunto con las piezas de suspensión reales y el bastidor. creado y utilizado para comprobar la holgura durante todo el recorrido de la determinar la posición relativa de cada componente del sistema de palanca Volumen máximo que puede tener la palanca acodada sin interferir con Este volumen máximo se llama espacio de diseño y se va a utilizar para Optimización topológica para las palancas acodadas. La optimización

técnica que optimiza la geometría de una pieza con un conjunto conocido de restricciones para minimizar su masa manteniendo un factor de seguridad La parte generada por la optimización topológica será refinada y adaptada Fabricación con una máquina CNC de 3

Como la mayor parte del equipo está formada por estudiantes de Se elaborará una guía para ayudar a los estudiantes del próximo año a sistema de palanca acodada más rápido. Esto permitirá al equipo centrarse para mejorar los diseños

Capítulo 2

Información del cliente

2. 1 Antecedentes de la

El programa SAE International Formula SAE es un programa de diseño petición para estudiantes de pregrado y posgrado. La competencia ofrece participantes con la oportunidad de mejorar su diseño de ingeniería y Desarrollar habilidades de gestión aplicando las teorías aprendidas en clase El objetivo de diseño de ingeniería para los equipos es desarrollar y construir Coche para el piloto aficionado de autocross de fin de semana con el mejor de diseño, construcción, rendimiento y coste

El concepto detrás de Formula SAE es que una empresa La compañía ha contratado a un equipo de diseño para desarrollar un El prototipo de coche de carreras será evaluado por su potencial como El público objetivo para este coche de carreras son los aficionados no corredor. Cada equipo de estudiantes diseña, construye y prueba un reglas cuyo propósito es garantizar las operaciones del evento en el sitio y resolución de problemas [4]. El vehículo será inspeccionado en una serie de cumple con las reglas de la competición; además, el vehículo con conductor evaluado en una serie de pruebas de rendimiento en pista. El resto de la Elaborado por expertos de los sectores de automovilismo, automoción,

en presentaciones de diseño, costos y ventas de estudiantes. LonaHorn
La Universidad de Texas en Austin en esta competición. El equipo se creó en
pero hace dos años todos los miembros veteranos renunciaron, dejando al
estudiantes de

Como el equipo no pudo realizar un análisis de elementos finitos en el
El año pasado, su chasis era casi igual al del Long Horn Racing de
Equipo. La fórmula eléctrica SAE no tiene motor, sino batería y motor
por lo que el chasis era más pesado de lo necesario y no estaba optimizado
Mediante un análisis adecuado y la aplicación de FEA, el nuevo marco podría
modelo de años, pero más ligero. El equipo también quiere mejorar su
sistema para mejorar el embalaje e incluir una barra antivuelco. Los
La suspensión trasera no se ha optimizado en cuanto a peso, lo que crea una
Eso era excesivamente alto. El equipo también está interesado en investigar
técnicas para piezas delicadas, como las

2.2 Declaración de necesidades

Longhorn Racing Electric necesita seguir mejorando su coche de
Para lograr este objetivo, varios subsistemas del automóvil necesitan
ciones. El equipo necesita poder utilizar el análisis de elementos finitos en
y chasis 2018 para realizar modificaciones de diseño lógicas. La suspensión
Se va a rediseñar y la suspensión trasera necesita ser optimizada. Todo el
Es necesario analizar y reducir la masa no suspendida para mejorar la

2.3 Requisitos del vehículo

Los requisitos globales del vehículo para el modelo 2018 fueron líderes de subsistema. Para lograr los valores de rendimiento medio Las capacidades de aceleración longitudinal y lateral requeridas del vehículo 0,86 Gs y 1,5 Gs respectivamente. Estos valores se derivaron de las tiempos observados en las pruebas de aceleración y deslizamiento. La se configuró en 50-50 delantero-trasero y 50-50 izquierda-derecha. Esto fue efectos de subviraje, así como para distribuir uniformemente

Debido a las limitaciones de tiempo y espacio en la competición, se sary para maniobrar y transportar el acumulador de forma rápida y sencilla. Los objetivos de envejecimiento se centraron en el acumulador y la interfaz la geometría del bastidor situado detrás y delante del arco de seguridad Además, el entorno diferente en el aeródromo y las diferentes preferencias Los conductores necesitaban la posibilidad de ajustar varios

2. 4 Requisitos funcionales

El objetivo principal de este proyecto de diseño será mejorar el mejorar el rendimiento del vehículo mediante la optimización de los Cada subsistema tiene diferentes requisitos

- Aceleración: 4,2 segundos
- Pista de
- Autocross 58,9

- Resistencia 1520,6
- Eficiencia de combustible:
- Peso 500 lbf

2. 5 Metodología de trabajo de Long Horn Racing

El equipo tiene una forma de trabajar muy estructurada y organizada. estructurado de la

- El presidente del equipo es Patrick McCabe, quien supervisa y coordina diseño, fabricación y negocios.
- El responsable del diseño es Alex Choi, quien se encarga de supervisar subequipos y asegurarse de que todas las piezas estén bien diseñadas entre sí.
- Sam Snell es el responsable del diseño del cuerpo y está a cargo
- Benji Eaton es el responsable de Dynamic y supervisa la suspensión, la y el montaje de
- James Yoder está a cargo de toda la parte
- John Cong está a cargo del sistema de
- Nikunj Majmudar está a cargo de las
- Amir Downing es el responsable de la

• Gijs Landwehr es el líder

Cada uno de los subequipos está formado por entre 10 y 15
diseñar diferentes partes. La coordinación entre los estudiantes es crucial.
Utiliza principalmente dos

• Slack: Este es un programa profesional utilizado para comunicarse
Es un chat, dividido en varios canales. El más importante es el general,
uno, donde se publican los anuncios. Cada estudiante tiene acceso a
pero solo puede publicar en el relacionado con

• GrabCad: Este programa es un almacenamiento en la nube para
Parabrisas, permite a los estudiantes descargar archivos CAD desde la
sobre ellos y luego vuelve a subir la nueva versión. Guarda todas las
En caso de que haya algún problema, el equipo utiliza un código
YY-SUB-ABCD RevN (Descripción de la

  - YY es el año de la competición (18, 19,
  - SUB es el subequipo al que pertenece la pieza (DYN para
  - A es el subsistema (1 es la suspensión, 2 la dirección, 3 el
  - B es el subconjunto (brazos de
  - CD es el número de pieza individual, en orden de su creación (01,
  - 00 está reservado para la propia
  - RevN es el número de revisión (Rev1,

– Descripción de la pieza o nombre común de la

Todo el equipo se reúne todos los domingos de 9 a 19 horas, donde trabajan juntos en el mismo edificio. Cada subequipo tiene una reunión Los estudiantes presentan sus mejoras o hacen preguntas. Siempre que hay Si tiene alguna inquietud sobre cualquier parte, puede consultar al Dr. Cualquier diseño importante debe pasar una revisión de diseño. Esto lo hace el líder de diseño y el líder del subequipo. Si el diseño se valida, el diseñador reunirse con el responsable de fabricación para ver cómo implementar el Pieza fabricable. El espacio de trabajo se muestra en la

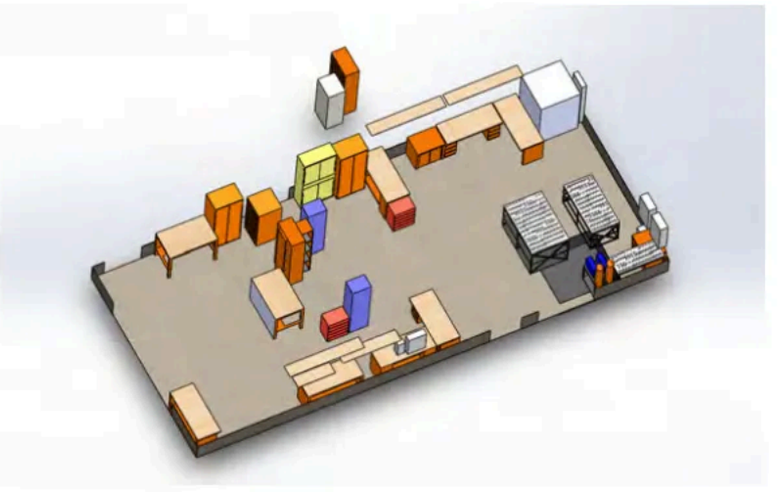


Figura 2.1: Distribución

Capítulo 3

Lo último

3. 1

El proceso de medir la rigidez torsional del chasis de un coche de estandarizado. Existen dos procedimientos principales que

- Medición digital: Si el equipo tiene un modelo de marco CAD, es posible Análisis de elementos finitos para simular una prueba de rigidez 3. 1. Se requiere que el modelo CAD del marco pueda generar una es más barato, requiere menos tiempo y se puede hacer antes de la Permite mejorar el diseño del marco repitiendo la prueba varias veces, después de cada

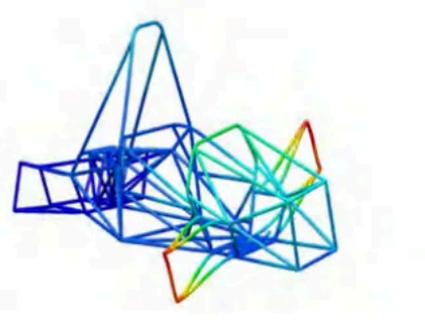


Figura 3.1: Análisis digital de la rigidez

- Medición física: Una vez construido el marco, la rigidez torsional puede se medirá fijando la parte trasera del bastidor y aplicando un par al

frente. Esto se puede hacer de varias maneras dependiendo de los equipo. La figura 3.2 muestra cómo el equipo FSAE de la Universidad determinó la rigidez torsional de su marco

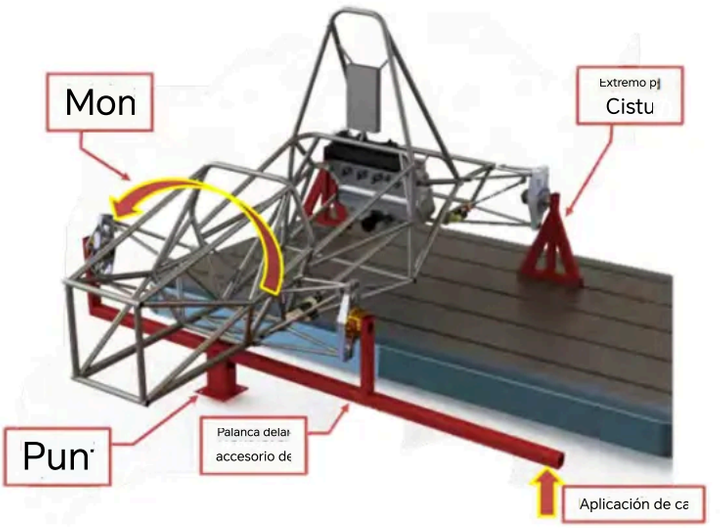


Figura 3.2: Análisis de la rigidez torsional

Idealmente, un Formula SAE tiene que hacer ambos métodos. El para ser utilizado en la fase de diseño con el fin de permitir modificaciones monitorizar el valor de rigidez torsional. La medición física se utiliza para que el bastidor fabricado se comporte como en las

3. 2 Suspensión

Existen varios tipos de geometrías de suspensión, sin embargo, la La suspensión de brazos se ha convertido en un estándar para los coches de amplia variedad de configuraciones que ofrece, como inclinación y avance debido a su peso reducido. También es óptimo para embalaje y montaje.

La configuración típica de doble brazo en A se puede ver

Figura 3.3: Brazo en A

En cuanto al sistema de palanca acodada/amortiguador, existen dos que funciona bien con la configuración de doble

- Suspensión de varilla de empuje: En esta configuración, hay una varilla conectar el brazo inferior en A con la palanca acodada. En este caso, sube o tiene un recorrido positivo, el choque experimenta compresión, representa este tipo de

Suspensión de varilla

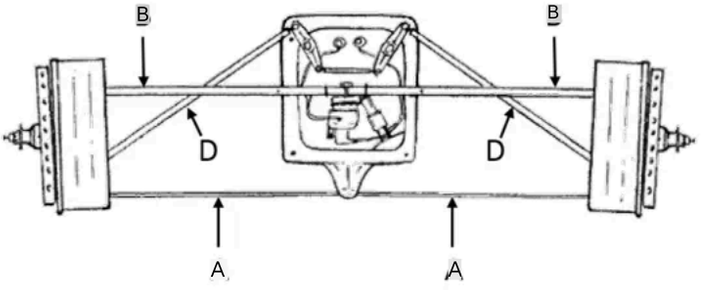


Figura 3.4: Suspensión de

• Suspensión de varilla de tracción: En este caso, la varilla conecta el palanca acodada, que provoca que el amortiguador se comprima hacia abajo o tiene desplazamiento negativo.

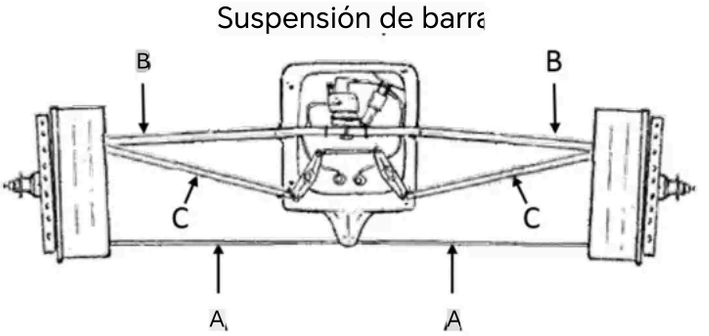


Figura 3.5: Suspensión de

Ambos sistemas de palanca acodada son equivalentes, y el uso de determinado por el embalaje. La configuración que permite la instalación La relación que se debe lograr manteniendo la holgura con otras piezas va a elegido. Sin embargo, la varilla de empuje es el tipo de suspensión coc

Capítulo 4

Diseño de

4. 1 Chasis

Un chasis, o bastidor, es una estructura compuesta por vigas. Es uno subsistemas importantes de un coche FSAE porque es responsable de la el peso del monoplaza. Mejorar su diseño y eficiencia tiene efectos directos. en manejo, aceleración y eficiencia de combustible. Sus

- Proteger al conductor en caso de accidente.
- Mantiene unidos todos los

4. 2 Trabajos previos

El chasis de 2017 fue diseñado pensando en la simplicidad, la Basándose en gran medida en los consejos de Longhorn Racing IC, el chasis un chasis de combustión interna existente, con modificaciones para permitir sistema de transmisión, acumulador y el peso adicional. El chasis está Tubos de 1 pulgada de diámetro y se desvían muy poco de los tamaños de El compartimento del acumulador, anteriormente compartimento del motor, También se trianguló y, en algunas partes, se engrosó para alojar el motor y Algunos de los tubos delanteros que soportan los puntos de suspensión

reforzado

Como el equipo nunca ha realizado ningún análisis en el marco de

El primer paso en el proceso de diseño fue crear el modelo CAD del chasis

Adecuado para el análisis de elementos finitos (FEA). El equipo declaró que

Un análisis estático no tuvo éxito debido a

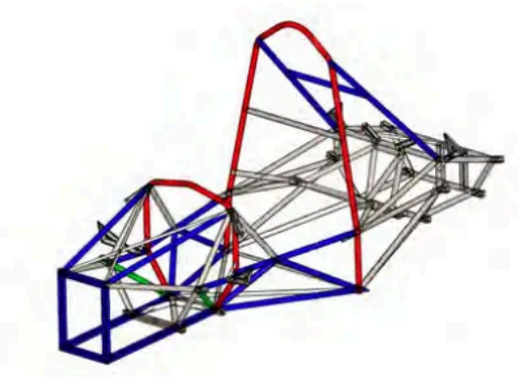


Figura 4.1: Chasis

4. 3 Objetivos de

El diseño del marco de 2018 comenzó en junio de 2017. Esta

cuando el marco estaba casi terminado como se muestra en la figura 4. 2. El

diseñado únicamente para cumplir con el Libro de reglas y para contener

lugar

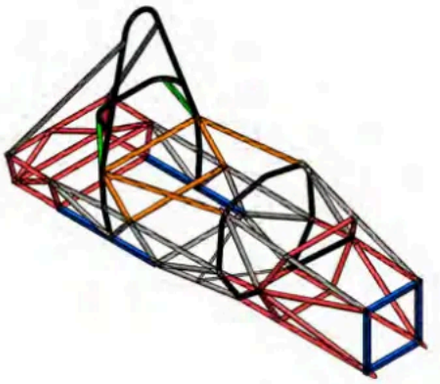


Figura 4.2: Prototipo del cuadro

El responsable de la carrocería, Sam Snell, especificó un conjunto de Las modificaciones de diseño deben

- Hacer que el modelo sea
- Minimizar el
- Valor de rigidez torsional lo más cercano posible a 1500

La rigidez torsional es una medida de cuánto torque se necesita para el marco un grado. Este valor de rigidez torsional es aproximadamente 10 que la rigidez torsional de la suspensión [7]. El número exacto para la torsión La rigidez fue otorgada por Carrol Smith al presidente de UT FSAE. Carroll 2003) fue un exitoso piloto de carreras profesional, ingeniero y autor. Escribió varios libros de ingeniería de coches de

Otro objetivo de diseño importante es cumplir con los requisitos de la

competencia en materia de seguridad. Se especifican la geometría y la
por la organización y se muestran a

- Mamparo delantero Estructura plana que define el plano delantero del
  Estructura del bastidor y funciones para proporcionar protección a los
  Los tubos deben ser cuadrados y de 1 pulgada x 1 pulgada x 0.047
  pared exterior cuadrada y
- Soporte del mamparo delantero. Los tubos deben ser redondos y de 1
  (diámetro y espesor).
- Aros enrollables Tanto el aro delantero como el aro principal se clasifican
  Aros. Deben ser redondos y de 1 pulgada x 0.095
- Estructura de impacto lateral El área del lateral del coche que se
  desde el suelo hasta 13,8 pulgadas por encima del suelo y desde el aro
  al aro principal. Los tubos deben ser redondos de 1,0 pulgadas (25,4
  pulgadas (1.65
- El enganche del arnés de retención del conductor debe ser redondo de
  0.065 pulgadas (1.65
- El refuerzo del aro antivuelco delantero debe ser redondo de 1 pulgada
  (1.65
- El arriostramiento del aro principal debe ser redondo de 1 pulgada (25.4
  (1.65

- Soportes de refuerzo del aro principal de la estructura desde el extremo El refuerzo del aro antivuelco que se conecta al aro antivuelco debe ser mm) x 0.047 pulgadas (1.20
- La barra de montaje del arnés de hombro será redonda de 1.0 pulgadas 0.095 pulgadas (2.4
- Refuerzo de barra de montaje del arnés de hombro redondo de 1,0 pulgadas (1.20
- EV: Estructura de protección del acumulador redonda de 1,0 pulgadas (1.65
- EV: Protección de componentes del sistema de tracción redondo de 1,0 0.047 pulgadas
- Atenuador de impacto Un dispositivo deformable que absorbe energía el mamparo

4. 4 Metodología de

Los siguientes pasos resumen el proceso de diseño de las Marco de 2018. Este enfoque se utilizó para maximizar la robustez del diseñ

- Haga que el marco de 2017 sea adecuado para el análisis de elementos de rigidez torsional se utilizará como límite superior, como en los El marco no se

- Adaptar el prototipo de bastidor de 2018 para el análisis de elementos
  Compruebe la consistencia del modelo y la robustez del valor
- Modificaciones de diseño del bastidor de 2018 para obtener la torsión
  valor de rigidez minimizando el aumento de

4. 5 Cálculo de la rigidez torsional para el bastidor

El modelo CAD del chasis de 2017 no era adecuado para el análisis de
fue que SolidWorks no pudo renderizar los elementos de viga de la malla
Se desconoce el motivo. A continuación se muestra el proceso seguido

1. Para que un elemento sea tratado como un elemento de viga, debe
   veces más largo cuanto más grueso es. Había varias vigas que no
   debido a su curvatura, siendo tres miembros diferentes como se
   Había 8 vigas que presentaban el mismo problema. Esto se resolvió
   La función de combinación en SolidWorks, ya que deberían formar
   original

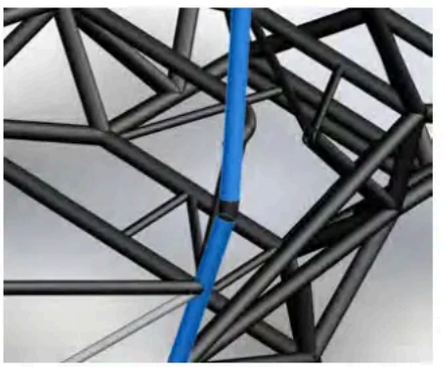


Figura 4.3: Haces no combinados debido a la

2. Se eliminaron todas las vigas que no sufrirían ninguna tensión para el modelo. La figura 4.4 muestra un ejemplo de este tipo de vigas. En estaban destinados a sostener la cubierta del automóvil y, por lo tanto, cualquier carga sobre ellos. Esto ayudará a reducir la potencia para el mallado, ya que también reducirá los posibles errores debidos a

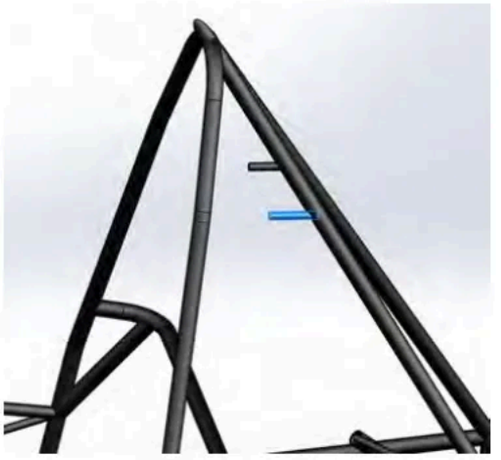


Figura 4.4: Soportes de

3. Había una viga (Figura 4.5) que no estaba unida a ninguna parte del por lo que no se incluyó en el análisis. Era una barra situada debajo de final del chasis. Su propósito no estaba claro para ningún miembro del simplemente excluido del análisis, ya que no permitirá que el análisis falta de

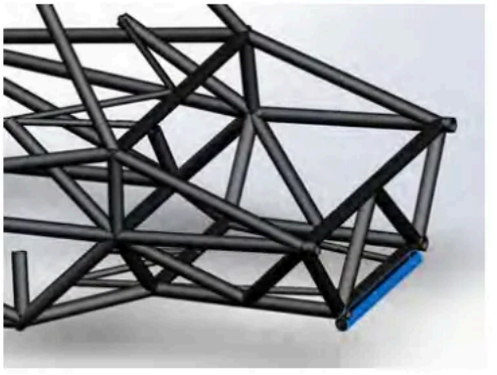


Figura 4.5: Haz libre

4. Los soportes de suspensión (Figura 4.6) se eliminaron del análisis, ya
   Cuerpos sólidos que causarán interferencia con los elementos de las
   Los tutoriales para el análisis de marcos Formula SAE indican que al fijar
   Los soportes de suspensión se unen al bastidor, lo cual es una

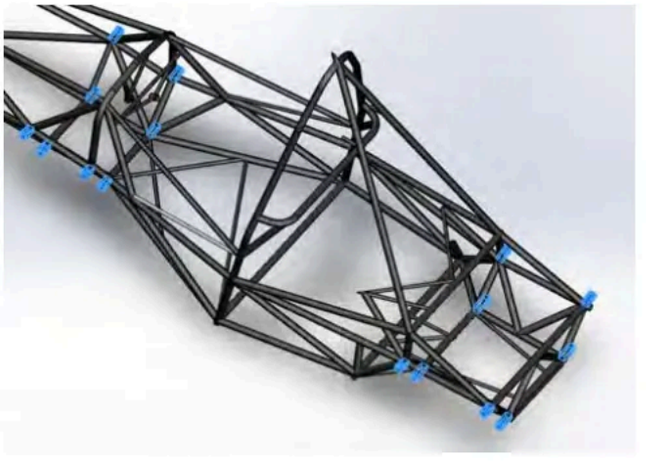


Figura 4.6: Soportes de

5. Había algunos objetos ocultos que estaban causando el problema
   desplazamientos. La cremallera de dirección y la barra de dirección

para este modelo, pero solo estaban ocultos. Suprimiéndolos del
Finalmente, permita que el modelo genere la malla correctamente y

El siguiente paso consistió en aplicar fuerzas y restricciones. El final
El marco se fijó utilizando la función de geometría fija y se aplicaron dos
aplicado en las juntas de la suspensión delantera, donde se encuentran los
obtener el primer análisis y comprobar que todo funcionaba, un valor
Se aplicó una fuerza de 2500 N en cada soporte de la suspensión delantera.
No es importante para la rigidez torsional, se estimó un valor de fuerza
El gráfico del factor de seguridad se muestra en la Figura 4. 7. El FOS mínimo
El desplazamiento máximo fue de 4 mm. Ambos valores se encuentran
orden de magnitud, lo que demuestra que el

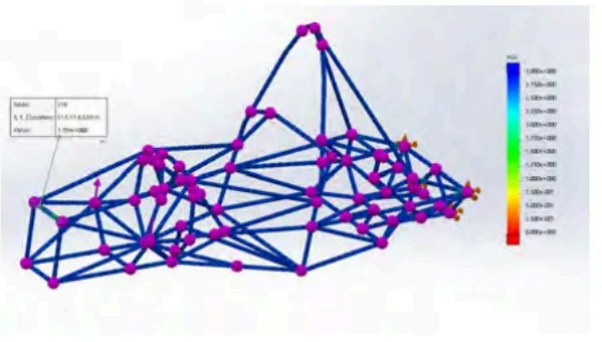


Figura 4.7: Gráfico FOS para el

Se desarrolló un análisis de rigidez torsional utilizando la hoja de
herramienta. La herramienta necesaria para introducir el desplazamiento
Se aplicó una fuerza, distancia del punto de aplicación de la fuerza a la línea
coche y el valor de esa fuerza. El peso se obtuvo utilizando la herramienta de

SolidWorks. Estos valores se utilizaron como referencia para el

- Peso: 88 libras
- Rigidez torsional: 1900 lbf-

4. 6 Cálculo de la rigidez torsional para el bastidor

4. 6. 1 Preparación del modelo 2018 para FEA

Para obtener un valor para la rigidez torsional del chasis, primero, es Se requiere modificar y mejorar el modelo prototipo de 2018 para poder Análisis de elementos. Primero, se creó una simulación estática simple. El sin más problemas. La parte trasera del bastidor estaba fija y las fuerzas se aplicaron a los soportes superiores de la suspensión delantera, creando observado en la

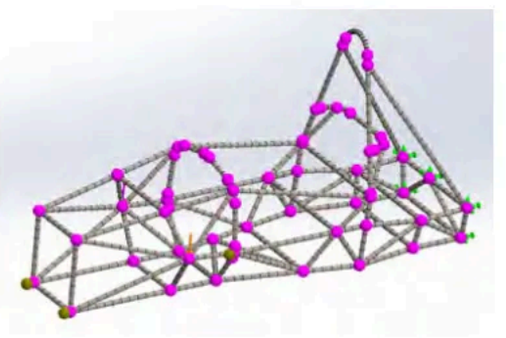


Figura 4.8: Malla, uniones, fuerzas y fijaciones para la

El modelo no pudo ejecutar la simulación debido a la orientación de un elemento de viga. Todos los elementos de viga fueron revisados, elementos que no eran lo suficientemente largos como para ser un elemento

modelo. La calidad de la malla se incrementó al máximo y no estructural. Se eliminaron algunos elementos, pero el modelo siguió fallando debido a la ciones. Después de varios días de pruebas, era obvio que la razón por la que No apto para FEA era complejo. Para descubrir las vigas desorientadas o Otro problema, todo el modelo fue reconstruido. Se rediseñaron pequeñas ejecutar simulaciones de prueba cada vez para ver en qué punto falla la 4. 9 representa la simulación de la primera parte del proceso de

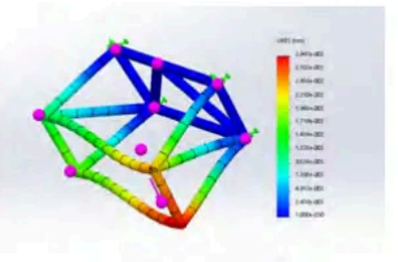


Figura 4.9: Gráfico de desplazamiento de la simulación de

Todo el marco fue rediseñado utilizando ese método. Gracias a esta singular, el problema finalmente fue detectado. Los arcos antivuelco en la Figura 4. 10) fueron los que produjeron el

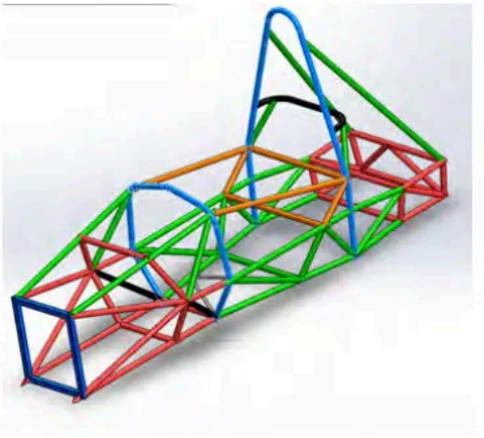


Figura 4.10: Barras antivuelco delanteras y

El problema real era que estos aros estaban hechos de vigas largas Unir piezas pequeñas ligeramente curvadas para fines de fabricación. Se era que los haces debían encontrarse en los nodos de forma lógica. Algunos prototipo con bordes afilados que causaban errores. Para el análisis de modelo, estos pequeños elementos de viga se eliminaron como se muestra El nodo problemático fue refinado. El mismo proceso se aplicó a todos los nodos con las mismas características, y finalmente el modelo estuvo listo

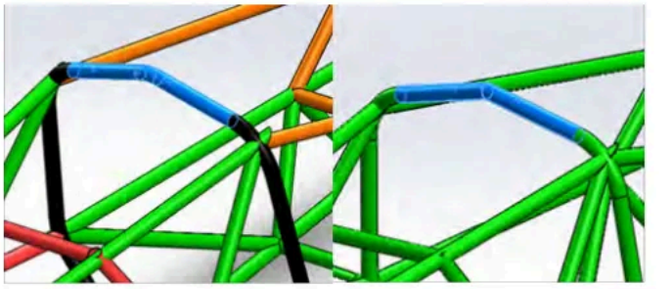


Figura 4.11: Aro antivuelco delantero original frente a aro

4. 6. 2 Precisión de la rigidez

Para medir la rigidez torsional, se utilizan modelos de suspensión fueron creados, ya que estos aplicarán fuerzas y restricciones de una manera que el chasis desnudo en sí. Ambas suspensiones aún no han sido diseñadas Se utilizaron modelos aproximados basados en los esquemas dinámicos cálculos de dinámica. Se probaron varios modelos de suspensión y siendo el más importante el que se muestra en la tabla 4. 1. Los modelos dividido en dos categorías

- Precisión del modelo de suspensión: Algunos de los modelos utilizados tener un modelo de suspensión lo más preciso posible en lugar de la pensión como lugar para aplicar fuerzas y accesorios. Se concluyó El complejo modelo de suspensión generó problemas debido a las adecuado para elementos de viga y que si el modelo de suspensión Influirá en el valor de la rigidez torsional del marco debido a la adicional flexión sufrida por el modelo de suspensión. Para evitar eso, SolidWorks elementos, que son vigas que no pueden experimentar flexión, solo fuerzas. Conclusión: El modelo de suspensión debe ser lo más simple arriba de

- Posición de las luminarias: Se probaron varias ubicaciones para las para ver cómo influían en la rigidez torsional. Inicialmente, el modelo fijado en la suspensión trasera, fijando las partes superior e inferior del modelo. Luego, con el modelo de suspensión más simplificado que solo

posible ubicación del accesorio. el tercer accesorio necesario para que
fue colocado en la parte central de una de las vigas que estaba más
eje teórico de rotación del bastidor y la suspensión delantera. como el
El equipo lo hizo. Finalmente, se arregló la caja trasera del bastidor.
Solo la suspensión trasera en el modelo vertical produjo valores de
rigidez demasiado baja y fijación de la viga cerca del eje de rotación
Se produjeron valores demasiado altos. Se optó por reparar la caja
por coherencia, pero también porque permitirá recrear este
El marco se construye más fácilmente. Esto también demuestra que la
La rigidez torsional no es muy

La conclusión obtenida de todas estas simulaciones es que para obtener la valor de rigidez torsional solo para el bastidor, el modelo de suspensión debe lo más simple posible y debe estar hecho de cerchas, para evitar errores en medida de rigidez debido a la flexión de los componentes de la suspensión. se aplicará en la caja trasera del bastidor, haciendo redundante el modelo de

Tabla 4.1: Valores de rigidez torsional frente al

	Rigidez torsional
Suspensión trasera completa y suspensión delantera simple sin	1340.
Suspensión delantera y trasera simplificada, sin refuerzo, 4 fijaciones en la	1636.
Suspensión delantera simplificada, sin refuerzo, suspensión trasera excluida. 4 fijaciones en la	1599.
Suspensión delantera y trasera simplificada, totalmente tipo celosía, 4	1609.
Suspensión delantera simplificada, totalmente tipo celosía, suspensión trasera excluida, 4	1587.
Suspensión delantera simplificada, totalmente tipo celosía, suspensión trasera excluida, 2 fijaciones en la parte	1847.
Suspensión trasera completa y suspensión delantera simple sin	761.
Suspensión trasera completa y suspensión delantera simple, todo tipo truss. 2 fijaciones, brazos	1285.
Chasis de caja de suspensión trasera larga con caja trasera fija y brazos de suspensión	962.

El modelo definitivo que se va a utilizar se muestra en la Figura 4. 12.

La fuerza se aplicará en el extremo de los brazos de la suspensión delantera flechas) y el extremo de la caja trasera se va a fijar (flechas verdes). Se puede visto que no hay modelo de suspensión trasera ya que se demostró que era los párrafos anteriores.

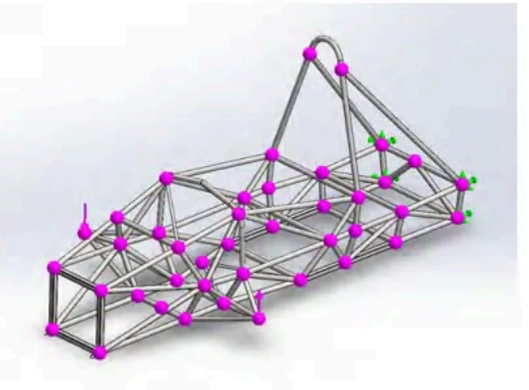


Figura 4.12: Modelo definitivo de rigidez

El siguiente paso para probar la fiabilidad del modelo es probar que el El valor de la rigidez torsional no depende del valor de las fuerzas/torque Uno de los principales problemas a los que se enfrentó durante esta fase de El equipo sigue realizando modificaciones al marco en función del la competencia. Esto obligó a recrear todo el modelo de simulación cada ya que los cambios son imposibles de predecir porque dependen de los Después de la última modificación, el modelo fue reconstruido paso a paso 4. 6. 1. La figura 4. 13 muestra los valores de rigidez torsional para diferentes Se concluye que el valor de la rigidez torsional no depende del valor de la fuerz

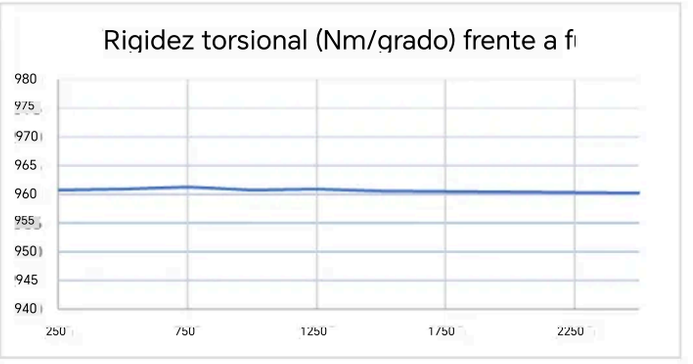


Figura 4.13: Rigidez torsional frente

Luego, se hicieron otras modificaciones en el marco para soportar el
El reglamento exigía un cortafuegos, por lo que fue necesario reconstruir el
Pero esta vez fue la modificación final confirmada por todos los subequipos.
mismo modelo de suspensión y técnicas de mallado, se obtuvo un valor de
obtenido para el diseño final del marco. Su peso era de 74.85 libras, más
el año pasado cuadro que pesaba 87.4 libras. El objetivo de la rigidez
ser 10 veces más rígido que la rigidez de la suspensión, que es de 149 lbf-
La rigidez torsional objetiva del marco debe ser lo más cercana posible a
pies/grados, como lo indicó Carrol Smith. Como el valor inicial es menor, se
ser añadido estratégicamente al marco para aumentar la rigidez y minimizar
aumento de

4. 7 Modificaciones de diseño para el

En esta sección se probaron diferentes enfoques de diseño en función
Triangulación completa de la estructura. La primera modificación del diseño

lado lateral del marco que se muestra en

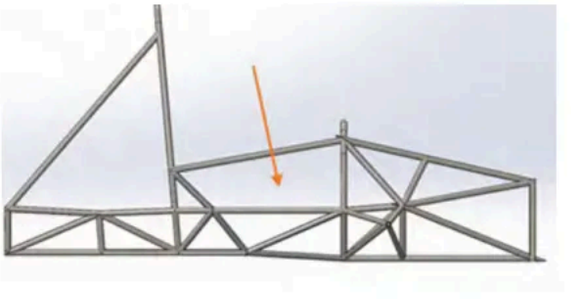


Figura 4.14: Vista lateral del marco original de

Se probaron dos configuraciones diferentes para lograr una

ción, como se muestra en la Figura 4. 15. Mientras que la configuración de la

La configuración de la izquierda tenía una viga adicional que hacía la

panel de protección

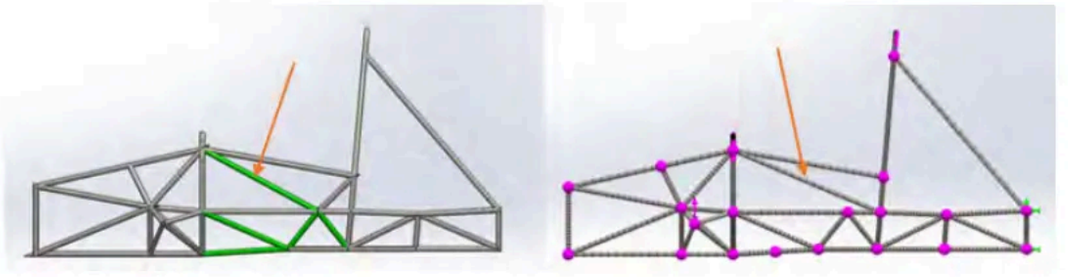


Figura 4.15: Configuración 1 y configuración 2 del marco

La otra modificación de diseño se realizó en la parte superior de la

marco. Como se muestra en la figura 4.16. la configuración original tenía dos

no fueron triangulados. Las dos modificaciones de diseño también se

Se agregó una viga en las secciones no trianguladas. ya que agregar dos

El cruce no aumentó la rigidez torsional para el peso adicional

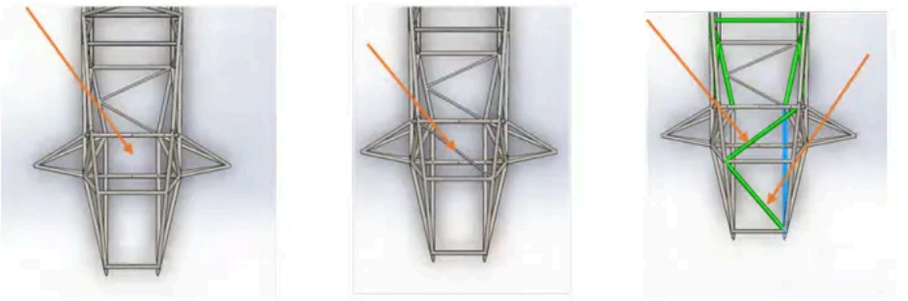


Figura 4.16: Original, configuración 3 y configuración 4 del marco

Para obtener un valor de rigidez torsional lo más cercano posible a
Al mismo tiempo que se minimizaba el aumento de peso, se probaron todas
individualmente y combinados, probando también diferentes espesores de
se desarrollaron en 4

- Prueba 1: Configuraciones de
- Prueba 2: Espesor del tubo
- Prueba 3: Configuraciones y espesor de la
- Prueba 4: Combinación de ambas

Se puede encontrar una lista completa de todas las configuraciones y
en el apéndice A. El factor de seguridad se incluyó en la prueba como un
medida. Dado que las fuerzas utilizadas fueron arbitrarias, no tiene sentido
indicador de diseño. Sin embargo, es útil comparar este valor entre
para ver si aumenta en las mismas proporciones que la rigidez torsional y el
Después de probar 17 configuraciones diferentes, el diseño final se muestra

La rigidez torsional final aumentó un 33.87 % a 1557 lbf-ft/deg mientras que solo aumentó un 2.42 % a 76.66 libras. El diseño final del cuadro de 2018 es Más ligero que el del

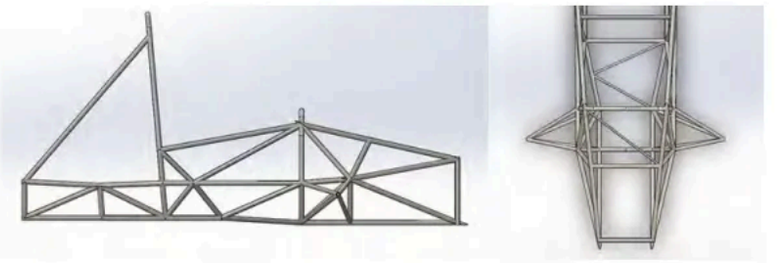


Figura 4.17: Diseño final del cuadro

Cada viga se creó como una pieza separada de SolidWorks y se para unirse perfectamente en cada nodo. Los tubos fueron cortados con el equipo. El chasis fabricado final se puede ver en la figura 4.

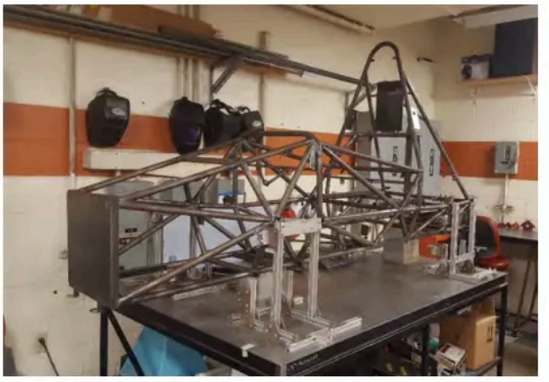


Figura 4. 18: Marco fabricado en

Capítulo 5

Diseño de

5. 1 Sistema de

Una palanca acodada es un cuerpo sólido que cambia de movimiento girando alrededor de un punto. El sistema se representa en la figura 5.1 y varilla de empuje, la propia palanca acodada, el amortiguador y la barra Las palancas acodadas

- Transferir las fuerzas generadas por la varilla de empuje y el ARB al amortig
- Definir la relación de instalación, que se especifica como compresión de por unidad de recorrido de la rueda. Esta relación es muy importante medida de cómo se inclina el coche

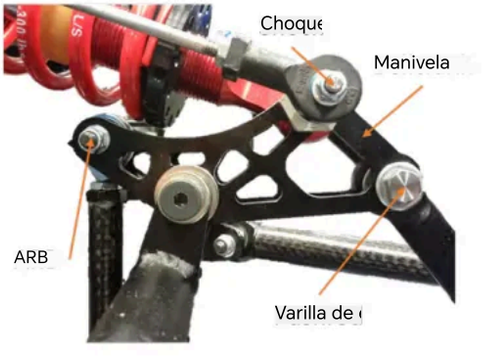


Figura 5.1: Sistema de

5. 2 Trabajos previos

Las palancas acodadas delanteras y traseras de 2017 se muestran en acero y el equipo no ha realizado ningún análisis sobre ellos. Sin relación de En estos modelos se realizaron cálculos, fueron diseñados para la limpieza y durabilid

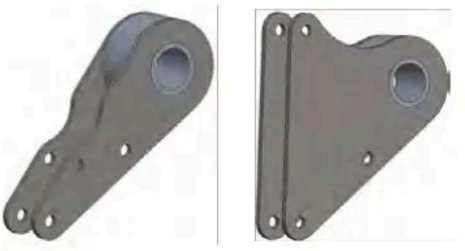


Figura 5.2: Manivelas

5. 3 Cálculo de la relación de instalación para las

La relación de instalación (RI) se define como la compresión del el viaje y se define por los parámetros de la suspensión. Para calcularlo, el Para seleccionar un amortiguador y poder hacerlo, se debe elegir una La frecuencia de conducción es la frecuencia a la que un sistema de El sistema de suspensión es una serie de dos sistemas de masa y resorte

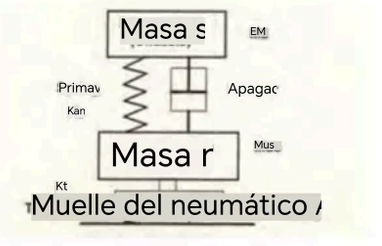


Figura 5.3: Sistema de suspensión de

El reglamento de fórmulas SAE recomienda una frecuencia de viaje en 2. 5 Hz. y algo entre un 5 % y un 15 % más de frecuencia de conducción en la Tóricamente. todos los modelos SAE de fórmula tenían la misma frecuencia La pista de carreras se trasladó al aeropuerto de Lincoln. la naturaleza necesidad de ajuste de la conducción plana (diferentes frecuencias de Las cies permitirán que la parte trasera alcance la amplitud de la parte El coche se mueve hacia arriba y hacia abajo la misma cantidad en la parte representado en la

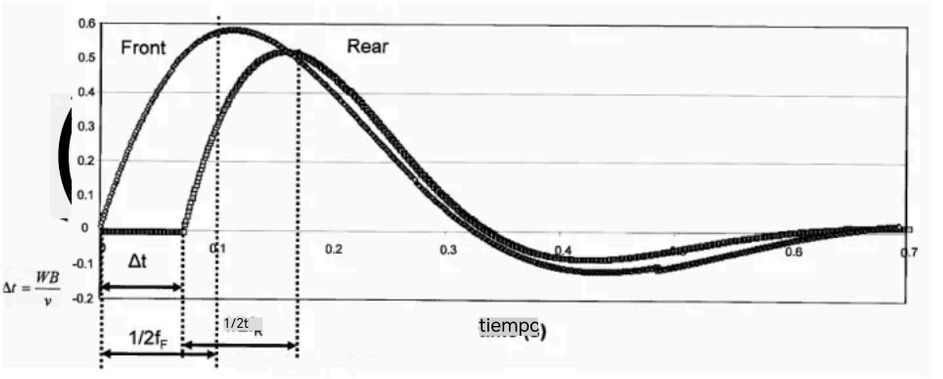


Figura 5.4: Gráfico de diferentes

Ahora es crucial obtener la mejor estimación posible para el resorte. y masa no suspendida. La masa no suspendida consta de todos los bajo los impactos. como los brazos en A. el montante. la llanta... Con la parte Con la masa y la frecuencia de marcha. podemos obtener la tasa de marcha. por unidad de desplazamiento vertical de la zona de contacto de los chasis. como se muestra en la ecuación 5. 1. El superíndice f se refiere a la y m a la masa no suspendida. Esta ecuación es análoga para la

$$kf\ R = mfs\ (2\pi + mf \quad viaje) \qquad (5.$$

El siguiente paso consiste en obtener la tasa de la rueda, que es la todo el sistema, incluido el neumático. Las tasas de los neumáticos son un (los mismos neumáticos que el año pasado). Usando la ecuación 5.2 es

$$kf_W = \frac{kf\ Rk}{kft - kfr} \qquad (5.$$

El equipo se ocupó de la selección de primavera. Según la ecuación Hay 2 grados de libertad para obtener la relación de velocidad de la rueda frecuencia. La relación de instalación es la cantidad de compresión en el movimiento vertical de la rueda y la tasa del resorte la cantidad de peso que necesario para comprimir el amortiguador una pulgada. Como no hay Los ingenieros eligieron un valor para las tasas de los resortes y luego o palanca acodada para lograr la relación de instalación necesaria. La Finalmente, 0,67 para la palanca acodada delantera y 0,8 para

$$kw = (IR)\ 2\ ksp \qquad (5.$$

5. 4 Boceto de referencia

El equipo desarrolló una herramienta llamada Boceto de Referencia para que todas las piezas de la suspensión tengan el mismo origen. Está bocetos con relaciones geométricas y ecuaciones que permiten diseñar y

diferentes parámetros de suspensión, como variaciones de caída o
útil para comprobar las distancias libres si no hay un ordenador potente
requieren mucha potencia computacional. El líder de diseño incluyó una
Relación de instalación que se definió como la compresión de choque
desplazamiento de la rueda. Esta ecuación devolvió el valor de la instalación
relación para un valor de recorrido

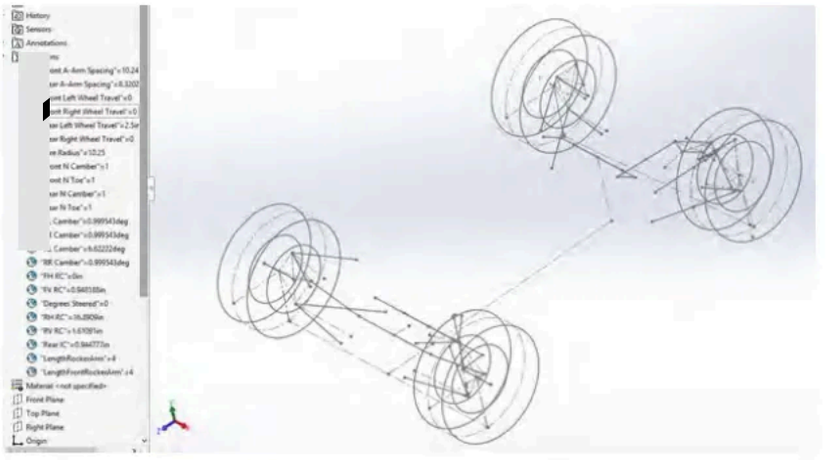


Figura 5.5: Esquema de referencia dinámico y

5. 5 Barra estabilizadora

La barra estabilizadora es una barra de torsión que conecta las
Al conectar ambas suspensiones, derecha e izquierda, se ayuda a reducir la
del coche. Esto es interesante porque permite tener una suspensión más
ayuda a absorber mejor los baches, pero evita el balanceo excesivo en las
Sensación de manejo incómodo. La figura 5.6 muestra el ARB de un
asiento. El ARB aquí no está en torsión sino en flexión. El estado de tensión
depende de la configuración de la

Figura 5.6: ARB de un

5. 6 Cono nasal

El morro de un avión monoplaza es una estructura de la carrocería fibra o fibra de carbono. Sus funciones principales son: absorber energía en colisión y reducir el coeficiente de arrastre del monoplaza. Su diseño es Se crea utilizando dinámica de fluidos computacional y su diseño requiere En la figura 5.7 se puede ver el

Figura 5.7: Nariz de

5. 7 Objetivos de

La palanca acodada debe cumplir las siguientes especificaciones de Alta

• Debe ser capaz de soportar las fuerzas aplicadas sin

• Minimizar el peso.

• Evite interferir con las piezas

• Debe poder fabricarse con una máquina CNC

Baja

• Maximizar la

• Minimizar el

5.8 Metodología de diseño

El enfoque tradicional del diseño mecánico consiste en desarrollar un Diseñar una solución que satisfaga sus requisitos básicos y, a continuación, Según los resultados de la simulación, el diseño se modifica hasta obtener la Se alcanzan parámetros de ción, como el factor de seguridad. Esto conduce diseño como se muestra

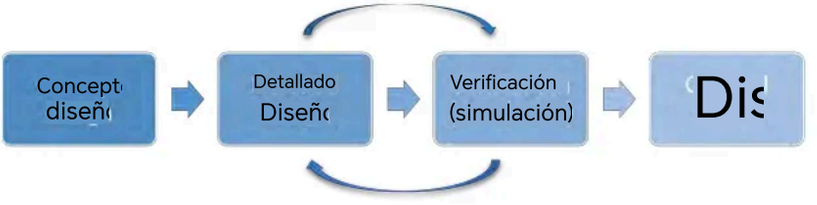


Figura 5.8: Metodología de diseño

Sin embargo, para este proceso de diseño, se utilizó el enfoque de utilizado. Este proceso comienza con la creación de un espacio de diseño, volumen que una pieza puede tener sin interferir con otras piezas y las especificaciones de diseño. Luego, este espacio de diseño se introduce Software de timización. Se utilizó SolidThinking Inspire, ya que es gratuito Luego, al introducir las cargas, los accesorios y el FOS deseado, el programa geometría

Figura 5.9: Metodología de diseño de optimización

5. 9 Proceso de diseño de la palanca

El primer paso fue crear un boceto de manivela acodada en el DRS. La restricción era que todas las fuerzas debían ser lo más coplanares posible, se dibujará en el plano creado por el soporte de la varilla de empuje en la el punto de montaje de la palanca acodada del chasis (que estará en el nodo integridad estructural) y el soporte del amortiguador al chasis, por lo que El impacto también estará en el mismo plano que los demás componentes. El montaje estaba limitado por el espacio libre con el calcetín y la distancia el soporte del bastidor de la palanca acodada. El brazo de palanca del ARB plano de la palanca acodada también. Con todas estas restricciones, un Se creó un boceto 3D como se muestra en

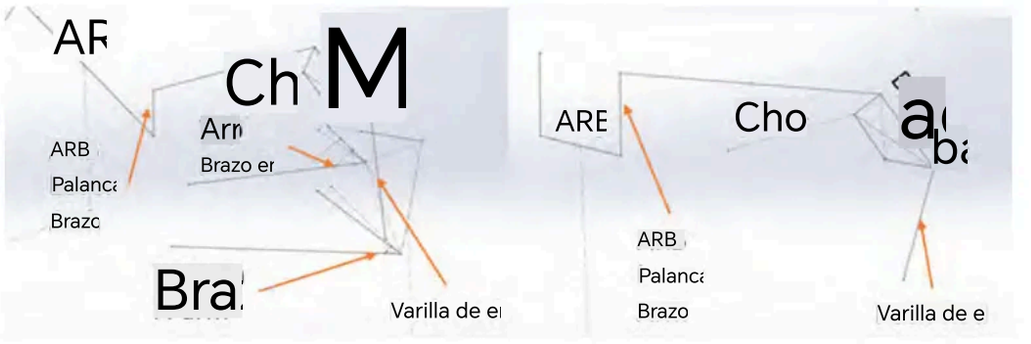


Figura 5.10: Esquema dinámico completo de la suspensión trasera (izquierda) y esquema dinámico de la palanca acodada (derecha).

Luego, la ecuación de la relación de instalación se incluyó en las del esquema DYN REF, como se indica en la ecuación 5. 4. El siguiente paso proceso tivo donde el punto de montaje de la varilla de empuje con el brazo punto de montaje de la palanca acodada de la biela, el punto de montaje del Los puntos se modificaron hasta alcanzar la relación de instalación deseada. El proceso fue complejo ya que cada geometría de palanca acodada debía compresión y extensión para comprobar que la relación de instalación no excesivamente con el recorrido de la rueda y que había suficiente espacio los miembros de la suspensión en cada posición. El IR final obtenido fue 0.8. Problemas de espacio libre con los semiejes del

$$IR = \sqrt{kw\ ksp} = \frac{\text{Compresión de}}{\text{impacto Recorrido}} \qquad (5.$$

Una vez que los puntos de montaje del amortiguador y los puntos de Se cumplieron todas las restricciones impuestas, se obtuvo el punto de Se determinaron los brazos de palanca del ARB, así como la posición de la

y la coplanaridad fueron las restricciones impuestas, con la distancia mínima
Montaje del bastidor de la palanca acodada. Para asegurar la coplanaridad,
compresión estándar, soportando el propio peso del automóvil. Una línea
Se trazó el terreno, cortando la línea central del haz donde iba a ir el ARB.
se colocará. Esta línea cortará el plano de la palanca acodada, determinando
brazo de palanca para que sea coplanar en posición estándar. Sin embargo,
Las fuerzas transmitidas a la palanca acodada por el ARB no serán
El ángulo máximo medido fue de 3 grados. La varilla de empuje tiene una
ángulo de 6,2 grados. La coplanaridad se muestra en la

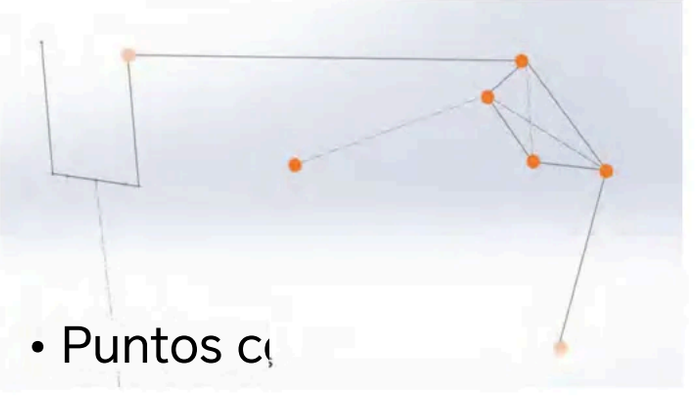


Figura 5.11: Coplanaridad en el diseño

5. 9. 1 Espacio de

El espacio de diseño se define como el volumen máximo que puede
sin interferir con otros elementos. Para obtenerlo, se creó un ensamblaje en
SolidWorks, incluyendo un modelo de las dos bisagras del montaje ARB y el
varilla. Para el montaje del amortiguador, se creó un modelo usando el plano
se puede encontrar en el anexo z. El conjunto se muestra en la figura 5.12,

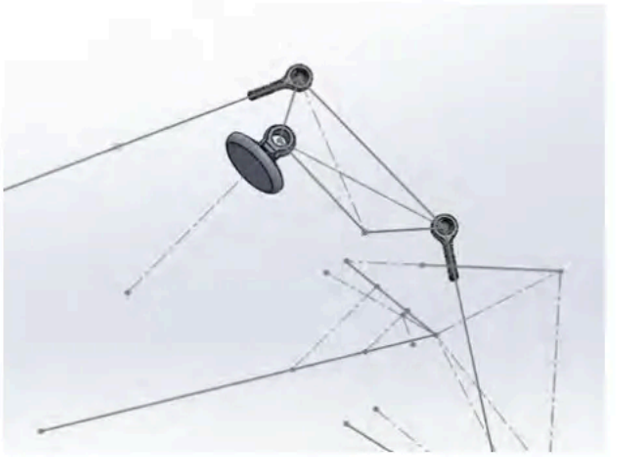


Figura 5.12: Ensamblaje del espacio

El bastidor también se incluyó en el montaje para comprobar si la se relaciona con cualquiera de los haces durante su recorrido. El conjunto de Figura 5. 13. Utilizando el ensamblaje como referencia, se creó una nueva espacio de

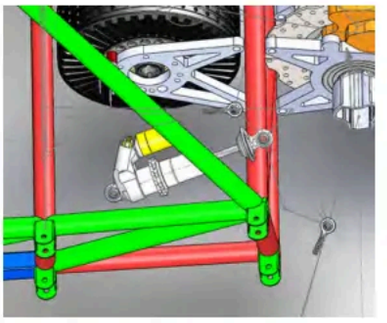


Figura 5.13: Conjunto de espacio libre de

Para lograr la relación de instalación deseada, la posición relativa de Se modificaron el soporte del amortiguador, el montículo de la varilla de El recorrido de la rueda no está en el mismo plano que el impacto, la

El desplazamiento de cada soporte en el infrarrojo no fue trivial. Se
para acercarse lo más posible al IR deseado manteniendo la holgura.
La modificación de la posición relativa de la cantidad requerida para
IR mediante el promedio del valor IR en compresión máxima y extensión
utilizando el DRS y luego verificar las holguras en el ensamblaje. Después de
Se logró una IR constante de 0.79, muy cercana al valor deseado de 0.8. El
El espacio y el conjunto final de la suspensión trasera con el espacio de
Figura

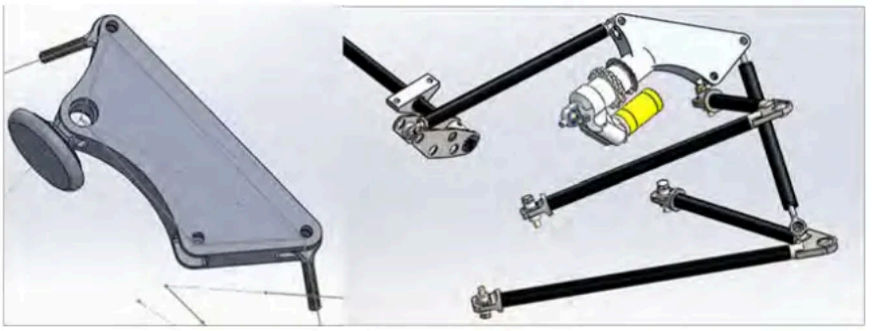


Figura 5.14: Espacio de diseño trasero y conjunto de la

5. 9. 2 Optimización topológica

El espacio de diseño debía exportarse como un Parasolid desde
No se pueden utilizar bocetos. El espacio de diseño se refinó dividiendo la
dos sólidos, uno de los cuales son los 4 cilindros vacíos alrededor de los
El software de optimización no optimizará, y el resto del espacio de diseño
ser optimizado. Esto se muestra en la figura 5. 15. El software de
Requiere fuerzas y restricciones como un análisis de elementos finitos

Las fuerzas y las fuerzas de choque son más fáciles de calcular. el soporte de bisagra. con el soporte del chasis (puntos grises y rojos en

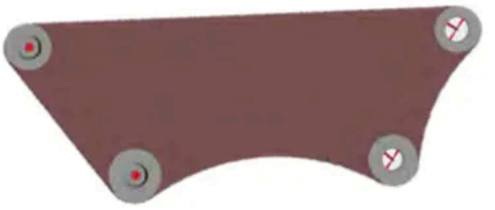


Figura 5.15: El pensamiento sólido inspira un

Solid Thinking Inspire no tiene la capacidad de importar bocetos. La orientación de las fuerzas no era trivial. Inspire no es capaz de crear o bocetos fuera de la superficie de la pieza. es obligatorio dibujar en uno de caras de las piezas y luego rotar y mover el plano manualmente o introducir la cantidad que quieres que muevan. Esta restricción hizo que trabajar con el El software Inspire es muy desagradable. Para la orientación de las fuerzas, en combinación con el DRS para obtener las coordenadas de los vectores de Las fuerzas máximas se producirán en la compresión de choque máxima. El recorrido de la rueda es de 2 pulgadas. El DRS permite configurar el modificará la posición de todos los bocetos 3D para simular la máxima permite identificar el final de cada línea que representa cada componente de para obtener las coordenadas de los diferentes puntos necesarios para el

$$\overline{AB} = \overline{OB} - \overline{OA} \qquad (5.$$

El sistema de referencia del espacio de diseño creado en SolidWorks

sistema de referencia del automóvil, por lo que cuando se exporta como un se puede introducir manualmente en el software sin necesidad de ninguna Para el valor de la fuerza de choque máxima, se utilizó la ecuación 5.6 para de 448. 8

$$kshock = ksp\ xmaxcomp \quad (5.$$

Para la fuerza máxima aplicada por el ARB, el par máximo que Se obtuvo el par máximo de un sistema antivuelco.
La barra viene dada por la

$$T = \frac{J\ \tau max}{Rmax} \quad (5.$$

Donde T es el par, J es el momento polar de inercia del área, τmax es tensión cortante máxima que el material es capaz de soportar sin romperse R max es la distancia desde el centro hasta la superficie exterior del eje. La La fuerza producida por la fuerza que generará el par no se tiene en cuenta. reducir el par máximo del ARB. Estamos calculando el par para diseñar el manivela acodada, por lo que el objetivo es encontrar una carga en el peor La barra estabilizadora trasera es una barra hueca de 26 pulgadas de largo y y 0.38 pulgadas de diámetro interno. Rext = 0.008 metros. Rint = 0.00482 metros y el momento polar de inercia de un eje hueco viene dado por la

$$J = \frac{\pi}{2}(r\ 4\ ext - r\ en \quad (5.$$

El material del eje es acero AISI 4130. recocido a 865 °C. con un límite resistencia de 3. 6 * 108 N/m. Para obtener la tensión cortante máxima que Si es capaz de maneiarlo. se aplicará el criterio de tensión de Von Mises para La ecuación 5.9 describe este

$$\sigma v = \sqrt{3}\tau xy \qquad (5.$$

Combinando todas las ecuaciones. el par máximo que el ARB trasero capaz de maneiar 145 Nm o 1283 lbf-in. Este par dividido por el brazo de genera una fuerza de 428 lbf en la

Para que la palanca acodada fuera fabricable en una máquina CNC de ser simétrico según el plano temático. Como el software no tiene una para crear planos de simetría automáticamente. haciendo referencia a la Los planos originales de los sistemas de referencia del automóvil debían hacer que se alinee con el sistema de referencia deseado de la pieza. El obtener los grados que cada plano de referencia necesitaba ser rotado y el para que coincidan con el sistema de referencia de piezas. La figura 5.16 de las

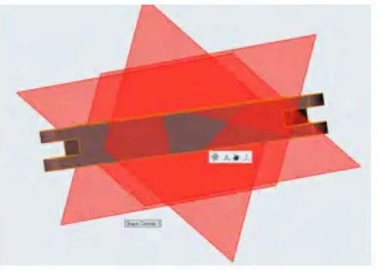


Figura 5.16: Orientación original de los planos de

Para calcular los grados necesarios, se utiliza el problema inverso del
era necesario resolverlo. Una explicación detallada del proceso seguido para
Los ángulos se muestran en el Anexo B. Después de rotar cada plano en
mostrado en la

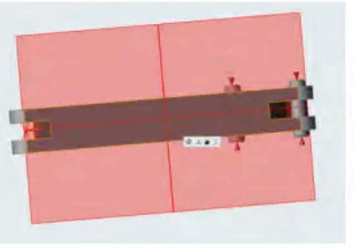


Figura 5.17: Planos de pensamiento sólido después de aplicar

Una vez introducidas las fuerzas y los planos de simetría en el
Es necesario especificar un factor de seguridad. En los coches de carreras,
[7]. Sin embargo, como el equipo no tiene suficiente presupuesto para la
Es la primera vez que se utiliza este enfoque de diseño, se seleccionó un
Es importante notar que la cantidad de peso ahorrado de un FOS de 1.2 a un
de 2 no es comparable al aumento de la resistencia. El equipo es
El objetivo es terminar la carrera. El riesgo de usar un FOS de 1.2 no merece
Los resultados de la optimización topológica se muestran en la

Figura 5.18: Manivela acodada

Un problema importante que presentaba esta geometría era la
material entre los dos accesorios. Como el programa no es muy avanzado, la
Los accesorios disponibles para accesorios cilíndricos son la geometría fija y
En estado estático, se aplicaron dos fijaciones de bisagra en el soporte del
montaje. Esto provocó una ausencia de movimiento relativo entre las
El programa piensa que no se necesita material entre esas partes. El opti-
La geometría también se modificó para fines de fabricación. La pieza se
en dos mitades para minimizar su tiempo en la máquina CNC. Se utilizaron
probado para comprobar la fiabilidad del proceso de optimización topológica
Ambos tenían un FOS de 2. Las configuraciones de diseño se muestran en la
Finalmente se utilizó uno ya que la cantidad de ahorro de peso era pequeña
toda la resistencia

Figura 5.19: Configuración de

5. 9. 3 Diseño final de la palanca

El diseño final de la palanca acodada trasera se

Figura 5.20: diseño definitivo de

La figura 5.21 muestra el sistema completo de palanca acodada ensamblaje. El diseño de 2018 ha cumplido con las siguientes

- La palanca acodada trasera es

- Presenta una relación de instalación constante de 0,79 en
- Durante la máxima compresión y extensión, el ángulo máximo que con el plano de la palanca acodada
- Incorpora espaciadores que facilitan el montaje y desmontaje.

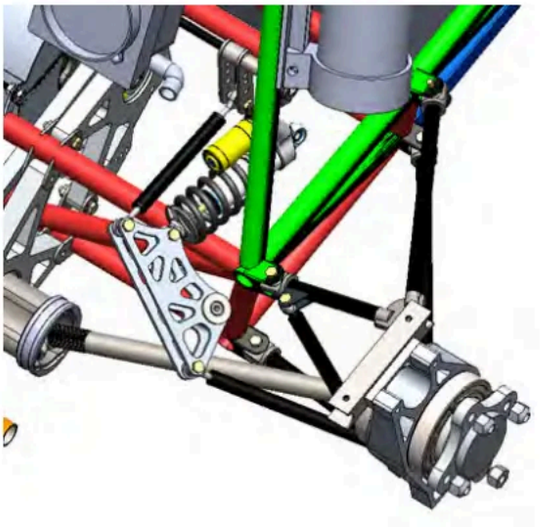


Figura 5.21: Posición de los glóbulos rojos en el

5. 10 Diseño de palanca

El proceso de diseño de la palanca acodada delantera fue más a los siguientes

- El boceto de referencia dinámica no funcionaba para la palanca
- El sistema de dirección y el cono de la nariz ya estaban diseñados y envejecer

• No había espacio para la barra antivuelco. Dos estudiantes habían
el diseño del ARB y fueron positivos sobre la imposibilidad de
y ARB en la suspensión

La figura 5.22 muestra el espacio en el que se necesitaba el sistema
deben colocarse, incluyendo el amortiguador, la palanca acodada, la

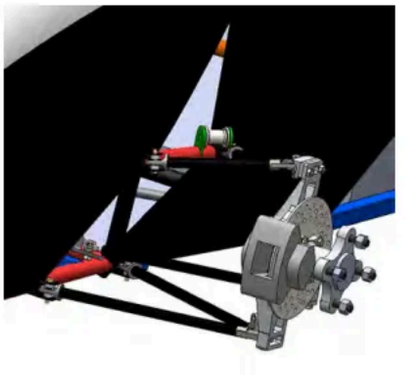


Figura 5.22: Ubicación del sistema de

5. 10. 1 Estudio de

Después de pasar semanas tratando de solucionar el problema de
bocetos del boceto de referencia dinámico que restringen demasiado el
Dado que otorgaba demasiados grados de libertad, se optó por

La herramienta SolidWorks llamada Estudio de movimiento se utilizó
Boceto de referencia dinámico. Esta herramienta permite que las piezas de
actuadores según las parejas que tenga cada pieza en el ensamblaje. El
El objetivo del estudio de movimiento era crear modelos de cada
sión con el fin de reducir la carga computacional necesaria para operar el

Se crearon modelos de los brazos inferiores en A y la varilla de empuje. Un
También se creó la palanca acodada delantera. Los modelos se crearon con
relación o dimensiones, que permite modificar la dimensión de cada
con el fin de adaptar el diseño a las limitaciones, como la relación de

5. 10. 2 Perfeccionamientos del

Para validar esta nueva metodología, se utilizó un modelo de la
fue creado para ver si era posible obtener la misma medida de
la relación de instalación. La figura 5.23 muestra el modelo simplificado de
combinación con el boceto de referencia dinámico que

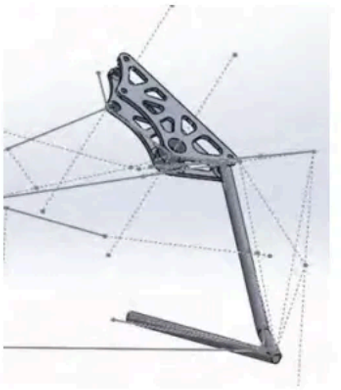


Figura 5.23: Modelo del sistema de

Una vez creado el modelo de ensamblaje, se introdujo en el estudio
Luego, se colocó un motor oscilante en el brazo inferior en A y se diseñó para
recorrido de la rueda de 1 pulgada. La idea era detener el modelo en la
de 1 pulgada y extensión máxima de -1 pulgada y luego medir la
el choque utilizando la herramienta de medición de SolidWorks. Sin

Se ejecutó, pero no recrea el movimiento deseado. Por lo tanto, el primer para fijar todas las dimensiones y relaciones de cada modelo, lo que lo hará difícil de ajustar cuando se busca una relación de instalación específica. Esto La magnitud del error, pero sigue creando problemas. Después de hacer Se descubrió que todos los bocetos debían definirse y que el problema era relacionado con el método de integración utilizado por SolidWorks. El El solucionador ofrece tres métodos de integración para

- El método de integración GSTIFF desarrollado por CW Gear es de orden método de integración de tamaño de paso variable. Es el método Solucionador de movimiento de SolidWorks. El método GSTIFF es un para calcular desplazamientos en una amplia gama de problemas de
- WSTIFF es otro integrador rígido de orden variable y tamaño de paso y WSTIFF son similares en formulación y comportamiento. Ambos formulación de diferencia. Se diferencian en que los coeficientes GSTIFF calculados asumiendo un tamaño de paso constante, mientras que los función del tamaño del paso. Si el tamaño del paso cambia GSTIFF introduce un pequeño error, mientras que WSTIFF puede sin pérdida de precisión. Los cambios repentinos en el tamaño del paso fuerzas discontinuas, movimientos discontinuos o eventos abruptos en el
- SI2 GSTIFF, un método de índice estabilizado-2, es una modificación del método. Este método de integración proporciona un mejor control de

términos de idad y aceleración en las ecuaciones de movimiento. Con suficiente suavidad. los resultados de velocidad y aceleración del curate que aquellos calculados con GSTIFF o WSTIFF. incluso para oscilaciones de alta frecuencia. SI2 GSTIFF también es más preciso con tamaños de paso, pero es

El integrador SI2 GSTIFF parece mejorar el control de errores sobre la y aceleración. así que esta fue la seleccionada. Después de eso. las cada vez que permitió medir la relación de instalación. siendo esta la misma como la medida usando el boceto de referencia dinámico. Mientras Los integradores descubrieron otra característica interesante. Hay una sensor. que permite obtener la posición de un elemento durante el estudio. Estos sensores se colocaron en el soporte de la rueda. que medirá la recorrido. y dos en el soporte del amortiguador en el cuadro y en el soporte palanca acodada. La herramienta de sensores permitió exportar las movimiento a Excel. La figura 5.24 muestra la ubicación de

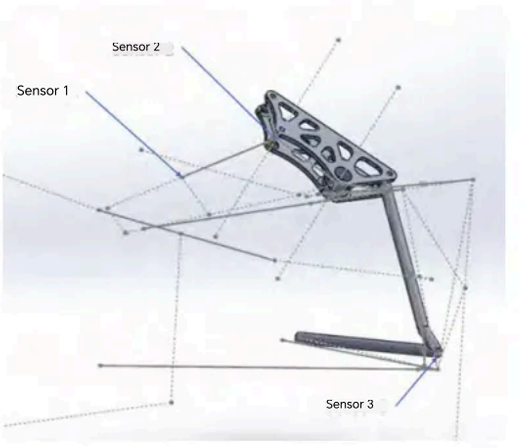


Figura 5.24: Ubicación del sensor en el estudio

Las transformaciones realizadas en

- El sensor 1 y el sensor 2 representaban los dos puntos del impacto. Para obtener la compresión del choque, coordenadas del sensor 1 (que los mismos) se restaron de las coordenadas del Sensor 2 para obtener vector del choque mismo. Se calculó el módulo y luego el natural La longitud del choque [4] se restó a este valor. Este valor representa la Compresión de choque en negativo y extensión de choque en
- Para el sensor 3, solo se utilizaron sus coordenadas, como en el sistema del coche que es de desplazamiento vertical, que es el que Después de ajustar con la altura del automóvil y el radio de la rueda, el obtenid

Con los valores obtenidos fue posible graficar la relación de todo el recorrido de la rueda. Esto mejoró la fiabilidad del diseño y permitió

modificar la geometría de la palanca acodada trasera para obtener una relación a través del recorrido de la rueda. La figura 5.25 muestra el IR frente discontinuidad cuando el recorrido de la rueda es cero, ya que algo dividido

Figura 5.25: Variación de la relación de instalación trasera

5. 10. 3 Espacio de

La determinación del espacio de diseño de la palanca acodada porque todo el equipo asumió que las palancas acodadas se iban a colocar los mismos lugares que el año pasado (Figura 5.26). Uno de los estudiantes la barra estabilizadora delantera en la configuración del año pasado y era sin modificar otros subsistemas.

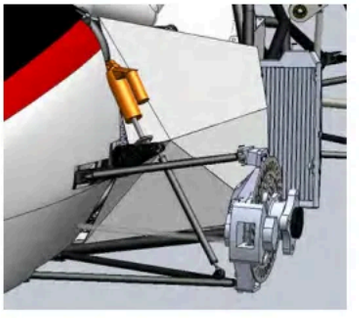


Figura 5.26: Sistema de palanca

Como el otro subsistema deberá ser modificado. 3 configuraciones

Se

- La primera configuración o configuración planar fue la mejor desde la punto de vista, pero el peor para otros subsistemas. Fue el mejor para Las palancas acodadas, así como la varilla de empuje, los mismo plano. Esto provocó que todas las fuerzas estuvieran siempre en eliminando cualquier momento de flexión en los cojinetes de la palanca La relación será constante y fácil de ajustar porque si todos los En el mismo plano, IR es la longitud del brazo de palanca del brazo. Sin embargo, esta configuración hará que el cono de la nariz Se requirió soldar vigas adicionales al

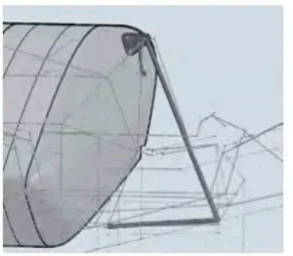


Figura 5.27: Configuración

- La segunda configuración propuesta fue un híbrido entre la configuración y configuración del año pasado. Esta configuración solo del cono de la nariz, pero como crea torsión en el marco, fue [10]. La figura 5.28 muestra una imagen de este tipo de

Figura 5.28: Configuración

• La última configuración fue una mejora de la configuración del año
El subsistema se diseñó teniendo esto en cuenta. las únicas
cortar una pequeña abertura en el cono de la nariz para la barra
Figura 5. 29. Sin embargo, en esta configuración, el ajuste de la relación
No era muy intuitivo y existía una alta probabilidad de que no fuera

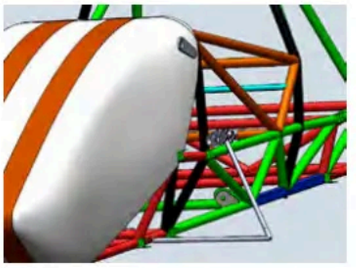


Figura 5.29: Configuración mejorada de la

Después de reunirse con el asesor. el líder de diseño. el líder de
Se determinó que la configuración mejorada de la palanca acodada era la
la mejor opción. Ha habido un recorte presupuestario significativo en el
Perdieron a su principal patrocinador. La falta de tiempo también obligó a
La única opción disponible era optar por la configuración mejorada. Después
En la figura 5.22 se muestran las iteraciones del espacio de diseño de la

La barra se colocó encima del marco lo más cerca posible del conductor. minimizar la cantidad de material que se corta del

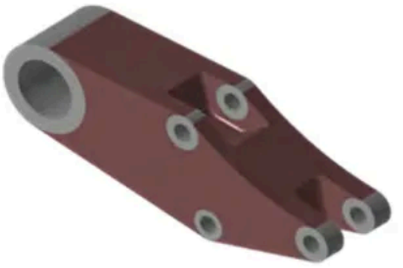


Figura 5.30: Espacio de diseño de la

La gráfica de la relación de instalación de la palanca acodada

El espacio limitado disponible obligó a diseñar una pieza que no tuviera una Relación de instalación. La restricción de espacio libre se cumple

Figura 5.31: Variación del IR delantero con el

5. 10. 4 Optimización topológica

Se utilizó un enfoque diferente con respecto a la optimización ware. En lugar de utilizar el sistema de referencia del automóvil, el espacio el origen y los planos que coinciden con las características de la pieza. Esta

problema de la creación de un plano de simetría, pero dificulta el cálculo del coordenadas del vector de fuerza, ya que el DRS utilizó un origen diferente. El sistema se iba a utilizar en SolidThinking, lo que implicará calcular todo el vectores de fuerza manualmente y aplicar una transformación ortogonal o a cada uno de ellos para que coincida con la nueva base. Al comenzar el que había una mejor opción: crear la pieza con el sistema de referencia en su centro y luego crear un ensamblaje en el que el sistema de referencia global el sistema de referencia de piezas. Luego, introduciendo el boceto de Acoplar el esquema de la palanca acodada delantera en el DRS con la para obtener las coordenadas de los vectores de fuerza en la base de la El método es ligeramente más rápido que el utilizado para la palanca Más fácil de entender para los estudiantes de

Los cálculos de fuerza para los choques fueron los mismos, sin Se utilizó un enfoque diferente. Se creó un modelo del ARB en SolidWorks y estaba fijada en un extremo y sujeta con una bisagra. Esto forzará la barra a... Solo girar y no doblar. También se creó un modelo de la placa basculante. la fuerza creciente en la parte superior de esta sección. Al aumentar la descubrir cuál es la fuerza que hace que el FOS del conjunto se desplace Esta fuerza fue de 350 lbf en lugar de las 427 lbf obtenidas para la palanca En ese momento, el balancín fue la pieza que falló primero, por lo que se RBC para comprobar y su FOS fue 2. 14. El FEA del ARB se puede ver en la 5. 32. cuando se aplica una fuerza de 350 lbf sobre la placa basculante. Es observe que es la placa basculante y la unión entre el ARB y el balancín

placa la que está

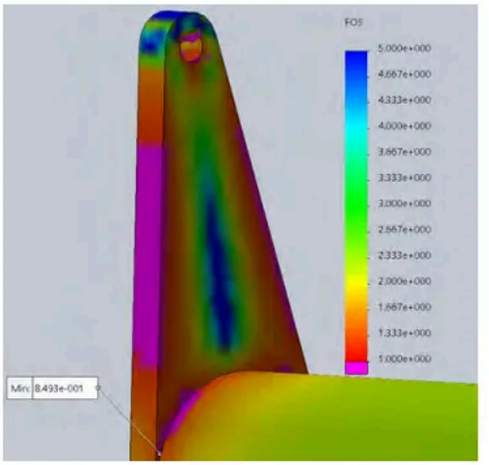


Figura 5.32: Gráfico FOS para

Después de calcular todos los vectores, el plano de simetría fue añadido, y el FOS establecido en 2. El resultado se muestra

Figura 5.33: Optimización topológica de la

Al igual que en el caso del RBC, un análisis de fabricabilidad condujo a diseño de optimización topológica. Como esta vez la salida de la fue muy coherente y en línea con la trayectoria de carga no hubo probado. El diseño final también se dividió en dos para facilitar el

se puede ver en la Figura 5. 34. Nuevamente, se agregó material adicional accesorios. El proceso de fabricación se muestra en el

Figura 5.34: Modelo CNC de palanca

5. 10. 5 Diseño final de la palanca

La palanca acodada delantera definitiva se

Figura 5.35: Palanca acodada

La ubicación del sistema de palanca acodada delantera se muestra en Las especificaciones de diseño alcanzadas

- La palanca acodada trasera es
- Tiene un IR promedio de 0,6 con una variación de ± 7,5% en compresión extensió

• Durante la máxima compresión y extensión, el ángulo máximo que

con el plano de la palanca acodada

• Incorpora espaciadores que facilitan el

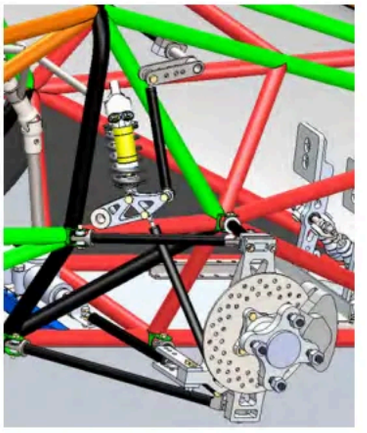
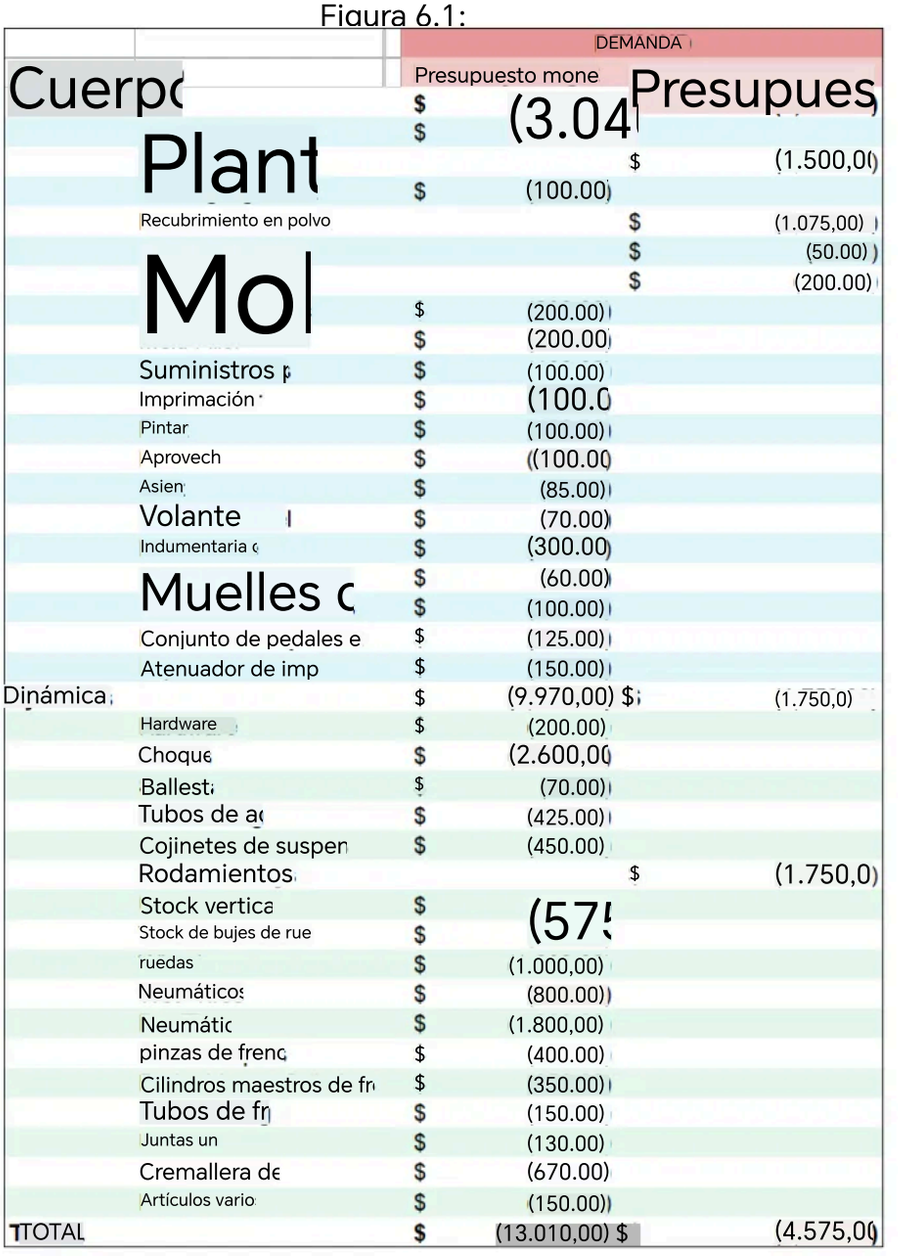


Figura 5.36: Sistema de palanca

Capítulo 6

Cronograma y presupuesto

Figura 6.1:



		DEMANDA	
Cuerpo		Presupuesto mone	Presupues
		$ (3.04	
	Plant		$ (1.500,0
		$ (100.00)	
	Recubrimiento en polvo		$ (1.075,00)
			$ (50.00)
	Mol		$ (200.00)
		$ (200.00)	
		$ (200.00	
	Suministros p	$ (100.00)	
	Imprimación	$ (100.0	
	Pintar	$ (100.00)	
	Aprovech	$ ((100.00	
	Asien	$ (85.00)	
	Volante	$ (70.00)	
	Indumentaria c	$ (300.00)	
	Muelles c	$ (60.00)	
		$ (100.00)	
	Conjunto de pedales e	$ (125.00)	
	Atenuador de imp	$ (150.00)	
Dinámica		$ (9.970,00)	$ (1.750,0)
	Hardware	$ (200.00)	
	Choque	$ (2.600,00	
	Ballesta	$ (70.00)	
	Tubos de ac	$ (425.00)	
	Cojinetes de suspen	$ (450.00)	
	Rodamientos		$ (1.750,0)
	Stock vertica	$ (57	
	Stock de bujes de rue	$	
	ruedas	$ (1.000,00)	
	Neumáticos	$ (800.00)	
	Neumátic	$ (1.800,00)	
	pinzas de frenc	$ (400.00)	
	Cilindros maestros de fr	$ (350.00)	
	Tubos de fr	$ (150.00)	
	Juntas un	$ (130.00)	
	Cremallera de	$ (670.00)	
	Artículos vario	$ (150.00)	
TTOTAL		$ (13.010,00)	$ (4.575,00)

Capítulo 7

Conclusione

7. 1

El cuadro de 2018 fue diseñado teniendo en cuenta tres objetivos Se necesita un marco para empaquetar ordenadamente el acumulador. los optimizar la eficiencia del espacio para reducir el peso total de la tubería. La El diseño más plano de los emuladores le permitió sobresalir por debajo del Se obtuvo más espacio longitudinalmente. lo que permitió una mejor sistema. También permitió un montaje más sencillo de los componentes por Al hacer que el marco se adapte a la forma del contenedor del acumulador. Tanto el acumulador como los componentes circundantes requirieron un Los tubos y acortaron los brazos de palanca de varios soportes. Los tubos Se retiró el sistema de transmisión para reducir el peso y el número de tubos. requerido. Este cambio requirió un empaquetado más compacto de la pero tenía la ventaja de conectar la suspensión delantera y trasera con por lo tanto, se crea una mayor rigidez

En segundo lugar, la cabina se amplió con respecto al año anterior para una mayor variedad de conductores. El mamparo delantero se atenuador de impacto estándar y para crear más espacio para las piernas en El arco de seguridad también se amplió para crear más espacio para las

El asiento también se reclinó más para bajar su centro de

Finalmente, se requirió que el diseño del marco tuviera una rigidez aproximadamente diez veces la rigidez de la suspensión para proporcionar giro (aproximadamente 2050 Nm/grado). Se utilizó el análisis de elementos determinar la rigidez torsional antes de la fabricación. Estas simulaciones se Fabricar la estructura lo más ligera posible, manteniendo al mismo tiempo la Después de múltiples iteraciones de marco, la simulación reportó una rigidez Nm/grado.

La cabina de 2018 fue diseñada para aliviar al conductor de las Ventaja mecánica, comodidad y configurabilidad. El diseño general abarca Los objetivos se eligieron para dar cabida a conductores de diferentes mujer al percentil 95 hombre. Esto requirió que una cantidad adecuada de La capacidad de ajuste se implementó para mantener ciertos parámetros. Los parámetros incluyen un ángulo del muslo de 15-19 grados, un ángulo de alineación espinal adecuada con la cabeza. Estos parámetros requerían posición de los pedales y profundidad del reposacabezas al establecer y la orientación del

La caja de pedales de 2018 es más robusta, más fácil de ajustar y más La fuerza necesaria para presionar el acelerador se redujo a para reducir la fatiga del piloto durante la carrera. Además, la nueva barra de el pedal para que el ajuste del sistema de frenos sea sencillo y preciso. Se realizó un análisis de elementos finitos (FEA) en el pedal, los soportes del El conjunto de pedales puede soportar de forma segura la fuerza de

Optimización del almacenamiento para una mayor reducción de peso.
se incrementó este año a 9 posiciones en un rango de 9 pulgadas. Esto
conductores para mantener una

7. 2 Suspensión

El diseño de la suspensión del vehículo 2018 comenzó teniendo en
habilidad, comodidad deseada del conductor y preferencia de dirección del
frecuencias de conducción, gradiente de balanceo y gradientes de subviraje
Se seleccionaron frecuencias de conducción de 2 Hz y 2,5 Hz como objetivos
suspensión de vuelta a la fase después de haber sido perturbada por un
Se perfilaron las tasas de amortiguación de los amortiguadores para baches
Luego se determinó una estimación de la distribución general del peso del
de iteraciones del automóvil de años anteriores para determinar la masa
neumático dado. Mediante diseño iterativo, se obtuvieron la relación de
determinado teniendo en cuenta el recorrido de choque admisible, las tasas
están disponibles comercialmente y las cantidades deseadas de recorrido
Se eligieron relaciones de movimiento de 0,6 y 0,8 y tasas de resorte de 150
sen para la parte delantera y trasera respectivamente. Estos se utilizaron
rigideces de suspensión. A partir de ellas, se obtuvo el gradiente de
seleccionado para proporcionar a los conductores una cantidad suficiente de
Se utilizó el gradiente de balanceo para calcular la rigidez total al balanceo
Se eligió una distribución de rigidez de balanceo delantera-trasera de 55-45
gradiente de subviraje. Esta distribución y rigidez total se utilizaron luego

barras estabilizadoras que lograrían esos

El diseño del brazo de control se centró en otros aspectos
La comodidad y el rendimiento del vehículo incluyen el control antidive, el
Migración al centro. Los porcentajes anti-buceo y anti-sentadilla se
para reducir el balanceo. Este valor se deriva de las preferencias previas del
La ganancia y la migración del centro de balanceo se diseñaron para
curvas. Esto se logró aumentando la longitud efectiva del basculante y
produciendo brazos de control de longitud desigual. Estos estaban limitados
y dimensiones del acumulador) y longitud de la pista e iterado usando
CAD. La inclinación del pivote de dirección y del perno rey se minimizó para
fatiga en la carrera de resistencia. La construcción de los brazos de control
año para permitir un análisis más sencillo y una fabricación

Este año se optó por una suspensión de varilla de empuje para
configuración. Esto resultó en un mayor espacio libre para el conjunto de la
Las palancas acodadas se beneficiaron de una visión general de la
distribución a través de la geometría de las palancas acodadas. El conjunto
para lograr una relación de movimiento relativamente constante y fuerzas
cargas de las varillas de empuje y fuerzas de reacción de los amortiguadores.
Las barras antivuelco permitieron visualizar las trayectorias de tensión a
La optimización topológica permitió la reducción de masa utilizando
colocación del material alrededor de las líneas de mayor tensión y cavidades
La palanca acodada se construyó en dos mitades que se cortaron en una
el perfil generado lo más fielmente

El diseño del ARB para este año requirió una atención significativa
Fabricación y embalaje respetando los parámetros seleccionados
porque la placa basculante era inestable y estéticamente desagradable
naturaleza mixta y distribución ineficiente de tensiones. Simplificando la
La forma elíptica básica permitió una fabricación y análisis más rápidos. La
Los bloques son dos segmentos separados que se sujetan alrededor de la
cantidades variables de fuerza de sujeción. La capacidad de ajuste de la
Las placas basculantes permiten ajustar fácilmente la pendiente del

7.3 Fabricabilidad

La mayoría de las piezas se pueden fabricar en una sola
herramientas estándar. Esta simplicidad nos permite fabricar la mayoría de
piezas internamente con una mano de obra moderadamente cualificada. Si
no se limitan a ello. Para piezas bidimensionales, 5 o 3, como soportes de
Podemos utilizar una de nuestras fresadoras CNC. Además, nuestro sistema
Piezas de chapa metálica en grandes cantidades. La soldadura TIG también
El montaje se realiza principalmente utilizando pernos -28 y algunos casos
hardware, que permite una fácil conexión y mantenimiento de los

7. 4 Trabajos

7. 4. 1 Marco

Para el cuadro de 2019, hay algunas mejoras de diseño que son

- El bastidor debe construirse en paralelo con la suspensión delantera y

El marco de 2018 fue el primer subsistema que se diseñó y solo utilizó puntos duros de la suspensión, en lugar de pensar en el sub- completo sistema. Esto causó problemas de empaque para la suspensión, lo que el manejo necesario para lograr la

- El principal objetivo de diseño del marco era cumplir con el reglamento Ubicación del subsistema. Para el marco de 2019, la rigidez torsional y tener la misma

Si el presupuesto aumenta para el próximo año, podría ser necesario desarrollado. Las fibras de carbono más resistentes son diez veces más veces que el aluminio, siendo 5 y 1.5 más ligeros, respectivamente [9]. Esto el montaje de cada subsistema, ya que no es necesario colocar los nodos para integridad estructural. Hay un equipo de UT SAE que ya está tecnología, pero tienen un presupuesto de

Figura 7.1: Monocasco de fibra de

7. 4. 2 Suspensión

Para el sistema de palanca acodada de 2019. existen algunos

El sistema de palanca acodada debe comenzar a diseñarse al mismo tiempo

permitirá al equipo de la estructura diseñar el espacio libre y el soporte

sin comprometer el manejo. Es obligatorio aumentar el presupuesto e im-

demostrar gestión de proyectos para poder crear prototipos. Esto permitirá

verificar la precisión de la optimización topológica. Si el presupuesto

La fabricación podría ser una opción. La fusión selectiva por láser es una

que consiste en fundir polvo de aluminio utilizando láseres de alta energía

fabricar prácticamente cualquier geometría, lo que crea una sinergia

Geometrías creadas mediante optimización topológica. La figura 7.2 muestra

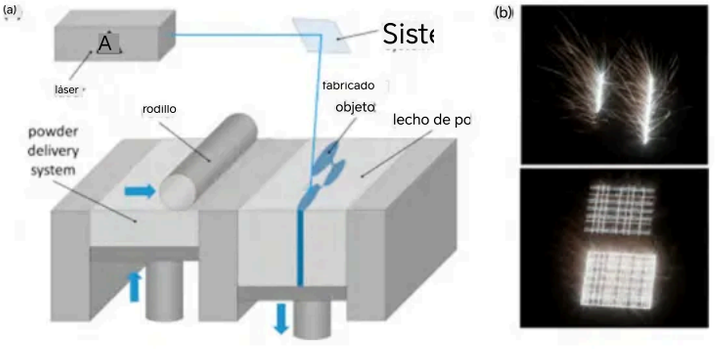


Figura 7.2: Proceso

Dinámica multicuerpo: En lugar de utilizar la carga del peor caso para

y luego agregar un factor de seguridad para tener en cuenta las fuerzas

dinámica de cuerpos múltiples. Este enfoque consiste en diseñar y modelar

Suspensión izquierda en el software y luego simular un bache en la carretera

perWorks tiene todas estas capacidades más capacidades de optimización

Permite diseñar las piezas en un solo software sin problemas de

También tiene en cuenta la interacción entre la

Apéndices

Apéndice A

Cálculos y selección de modificaciones en el diseño del

Los cálculos realizados para seleccionar la mejor modificación de
Los marcos se muestran en este apéndice. Se realizaron un total de 4
Cada prueba tiene alguna modificación de diseño, que se explicará en cada
sección. Los valores utilizados para seleccionar la mejor modificación de
valor de rigidez torsional, reducción de peso y triangulación de la estructura.
Los cálculos realizados para medir el valor de rigidez torsional fueron los
la prueba. Un análisis estático en SolidWorks, incluyendo el modelo refinado
sección / y utilizando un valor de fuerza

1. El modelo de bastidor se fija en la caja trasera mediante la aplicación de
   en los cuatro vértices que conforman esta caja. Luego, fuerzas opuestas
   se aplicaron perpendicularmente al suelo en el modelo de suspensión.
   para crear un par
2. Se ejecutó la simulación y se configuró el gráfico de desplazamiento
   desplazamiento, que es el perpendicular al suelo.
3. La distancia desde el lugar donde se aplicó la fuerza hasta el eje neutro
   Se mide la rotación. Usando este valor como hipotenusa y el
   Como pierna opuesta, se obtiene el ángulo

4. La rigidez torsional se obtiene como el par, que es la fuerza multiplicada
   medido en el paso 3, dividido por el ángulo

5. Finalmente, todos los valores se comparan con el modelo original y se
   dado para facilitar el

A. 1 Prueba

La primera prueba se basa en la ubicación del haz. Se probaron
para lograr una triangulación completa del panel lateral y también un frontal
Configuración basada en el bastidor del equipo de combustión. Un total de 5
fueron

- Modificación 1.1: Triangulación de la parte lateral del marco mediante la
  el soporte del cortafuegos al arco antivuelco delantero como

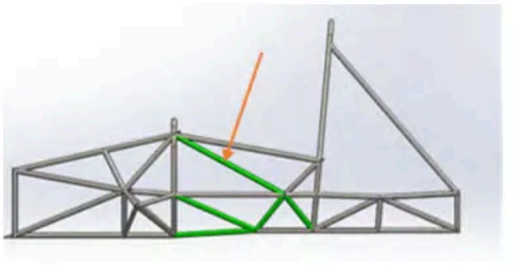


Figura A. 1: Modificación

- Modificación 1.2: Una combinación entre la modificación 1.1 y el frente
  sección superior del equipo de combustión interna. La figura A. 2
  el bastidor del equipo de combustión interna. Se pueden ver dos vigas
  en la parte delantera del coche. Esa fue la configuración probada.

la barra horizontal que tiene el marco

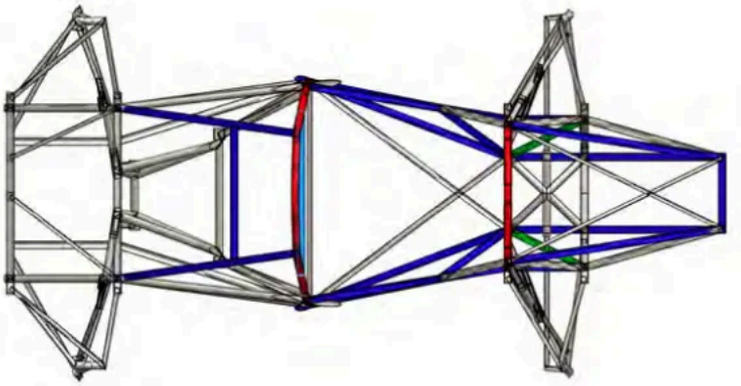


Figura A. 2: Sección superior frontal del equipo de

• Modificación 1.3: Esta modificación combinó el equipo de combustión

Parte frontal del marco con la configuración de viga representada en

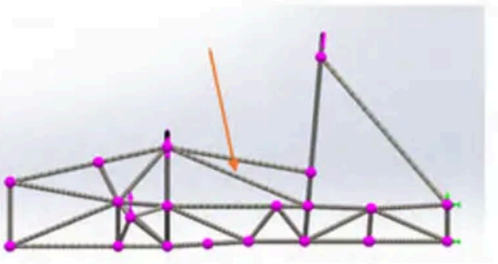


Figura A. 3: Configuración lateral

• Modificación 1.4: En esta modificación solo la configuración lateral

fue

• Modificación 1.5: La modificación final fue la combinación de la interna

Parte delantera del equipo Combustion con el diseño de chasis

La Tabla A. 1 incluye los valores más importantes de todos los durante la prueba 1. Modificación 1. 1 fue seleccionada porque aumentó el k cercano al deseado y también proporcionó soporte para el

Tabla A. 1: Resultados

Prueb	Fuerza (lbf)	Desplazamiento Y (mm)	Ángulo (grados)	k
Conferencia	150	12.	1.	1579.
Modificación 1. 1	1500	9.	0.9	2022.
Modificación 1. 2	1500	7.	0.7	2497.9
Modificación 1.3	1500	8.	0.7	2303.0
Modificación 1. 4	1500	10.	0.9	1903.
Modificación 1.5	1500	10.	0.9	1854.
Prueb	FOS	Peso (lb)	% K	%
Conferencia	1.	74.	0.00	0.00
Modificación 1. 1	1. 683	79.	28.06	6.
Modificación 1.2	1.9	80.	58.	8.
Modificación 1.3	1.9	80.	45.	7.58
Modificación 1.4	1.677	79.	20.52	5.
Modificación 1.5	1.822	77.	17.	2.

A. 2 Prueba

La segunda prueba se centró en probar diferentes espesores de tubo configuración en la

- Modificación 2.1: El tubo adicional añadido tiene un grosor de
- Modificación 2.2: El espesor se modificó a 0.049.
- Modificación 2.3: El espesor se modificó a 0.035.

• Modificación 2.4: El espesor se modificó a 0,049 y el soporte del a 0.035.

Los resultados se muestran en la tabla A. 2. La modificación 2. 4 ya que proporcionó un k alto con un aumento de peso

Tabla A. 2: Resultados

Prueb	Fuerza (lbf)	Desplazamiento Y (mm)	Ángulo (grados)	k
Conferencia	150	12.	1.	1579.
Modificación 2.1	1500	9.	0.9	2022.
Modificación 2.2	1500	9.	0.9	1965.
Modificación 2.3	1500	10.	0.9	1892.
Modificación 2.4	1500	9.	0.9	1961.
Prueb	FOS	Peso (lb)	% K	%
Conferencia	1.	74.	0.00	0.00
Modificación 2.1	1.68	79.	28.06	6.
Modificación 2.2	1.69	77.	24.	4.05
Modificación 2. 3	1. 69	76.	19.	2.06
Modificación 2.4	1.68	77.	24.	3.

A. 3 Prueba

Las modificaciones en esta sección se centran en la triangulación del parte del marco, ya que la solución ofrecida por el equipo de combustión ineficiente en la

• Modificación 3.1: Esta modificación es en realidad una copia del diseño con la viga adicional de 0.065 de espesor de pared y 1 pulgada de utilizado como segunda

• Modificación 3.2: Esta triangulación se muestra en la figura A. 4. El haz

tiene 1 pulgada de diámetro y un espesor de

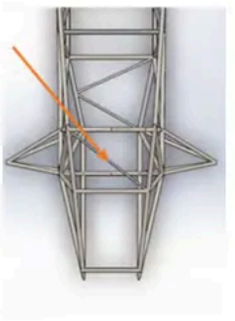


Figura A. 4: Modificación

• Modificación 3.3: La misma configuración que la 3.2 pero con un

y un espesor de pared de

• Modificación 3.4: La misma configuración que la 3.2 pero con un

y un espesor de pared de

• Modificación 3.5: Triangulación de las secciones superior e inferior de la

Parte frontal del marco. La modificación se puede ver en la

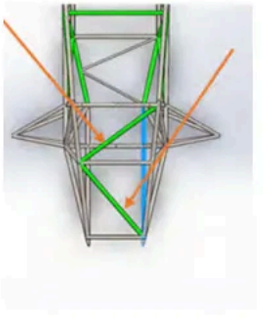


Figura A. 5: Modificación

Los resultados de la prueba se muestran en la tabla A. 3. La

fue el 3. 4, ya que la adición de una barra extra no aumentó la k lo suficiente aumento de

Tabla A. 3: Resultados

Prueb	Fuerza (lbf)	Desplazamiento Y (mm)	Ángulo (grados)	k
Conferencia	150	12.	1.	1579.
Modificación 3.1	1500	9.	0.9	2022.
Modificación 3.2	1500	8.	0.7	2316.
Modificación 3.3	1500	8.	0.7	2307.
Modificación 3.4	1500	8.	0.8	2285.7
Modificación 3.5	1500	8.	0.7	2304.
Prueb	FOS	Peso (lb)	% k	%
Conferencia	1.	74.	0.00	0.00
Modificación 3.1	1.68	79.	28.06	6.
Modificación 3.2	1.87	80.	46.67	7.
Modificación 3.3	1.83	80.0	46.06	6.
Modificación 3. 4	1. 81	79.	44.	6.
Modificación 3.5	1.89	80.0	45.	6.

A. 4 Prueba

Esta es la última prueba realizada y fue una combinación de todos los de los anteriores.

- Modificación 4.1: Esta consistió en el diseño original del marco con el modificación 1. 1 combinada con la modificación
- Modificación 4. 2: Esta es una modificación de 3. 3

Los resultados de la prueba se muestran en la tabla A. 4. La El diseño definitivo del chasis para el

Tabla A. 4: Resultados

Prueb	Fuerza (lbf) Desplazamiento Y (mm) Ángulo (grados) k			
Conferencia	150	12.	1.	1579.
Modificación 4. 1 1	500	8.	0.8	2204.
Modificación 4.2 1	500	9.	0.8	2114.
Prueb	FOS	Peso (lb) % k		%
Conferencia	1.	74.	0.00	0.00
Modificación 4.1 1.	80	77.	39.57	4.
Modificación 4.2 1.	78	76.	33.	2.

Apéndice B

Rotación de los planos SolidThinking

El objetivo era obtener el orden y los grados de rotación que cada
El plano necesita girar para coincidir con las características de la pieza, lo
de un plano de simetría. Figura B. 1 muestra la posición inicial de

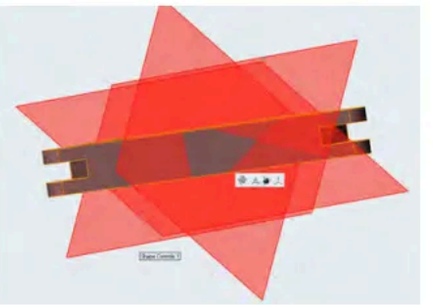


Figura B. 1: Orientación original de los planos de

Utilizando SolidWorks, se creó un sistema de referencia unido a la
Utilizando bocetos 3D perpendiculares a las caras de la pieza y un punto
como el creado automáticamente por Inspire, se creó el sistema de
en SolidWorks (Figura B.

Figura B. 2: Sistema de referencia de SolidWorks y

Luego, se obtuvieron los vectores de cada boceto 3D, como las

Los puntos fueron dados por SolidWorks, aplicando la ecuación B. 1. Fueron

y dispuestos, cada vector en una fila de una matriz para crear la matriz de

como en la

$$\overline{AB} = \overline{OB} - \overline{OA} \quad \text{(B.}$$

$$E = \begin{matrix} e11 & e12 & e13 \\ e21 & e22 & e23 \\ e31 & e32 & e33 \end{matrix} \quad \text{(B.}$$

Una vez obtenida la base normalizada del objeto, se plantea el

Se resolvió el problema de los ángulos de Euler, buscando los tres ángulos de

3. Ángulo de Euler que describe la rotación, nutación y precesión de un

El primero de los ángulos de Euler se obtuvo utilizando la ecuación 12. La

línea del plano creado por el vector k del sistema de referencia terrestre y el e3

vector de la base del sólido. Es el mismo vector que el vector i del suelo

la base el ángulo de precesión

$$\longrightarrow e3 \longrightarrow k = \tag{B.}$$

$$\longrightarrow en = \frac{\longrightarrow k \times}{\text{sen}} \tag{B.}$$

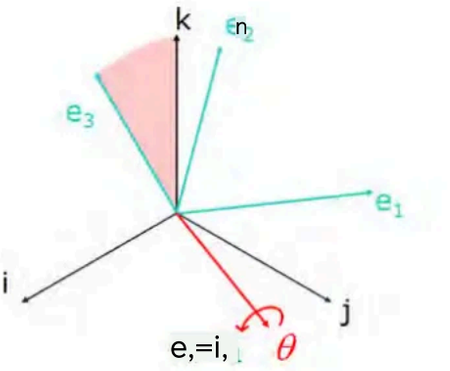


Figura B. 3: Línea nodal, ángulo de nutación, sistema de referencia terrestre y sistema de referencia del cuerpo.

El ángulo de precesión es el ángulo rotado desde el vector I del suelo línea nodal o vector i1. Se obtiene con la ecuación B. 5. ya que todos los por lo tanto su

$$\longrightarrow en \cdot \longrightarrow i = \tag{B.}$$

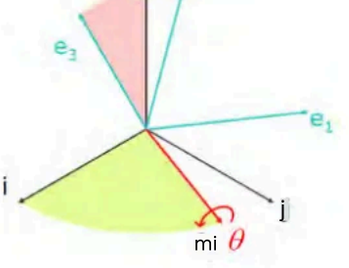


Figura B. 4: Precesión. nutación y sistemas de

El ángulo de giro es el ángulo entre la línea nodal y e1 alrededor de La línea nodal es perpendicular a e3 y e1 también es perpendicular a e3, en el mismo plano. El ángulo de giro se obtiene en la

$$\longrightarrow en \cdot \longrightarrow e1 = \qquad \text{(B.}$$

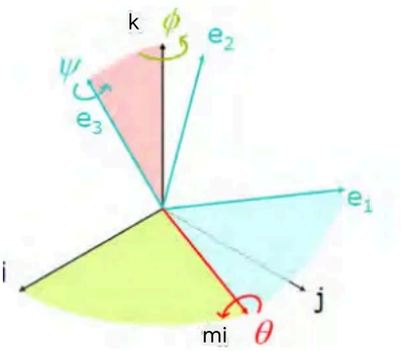
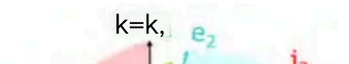


Figura B. 5: Sistemas de rotación. nutación. precesión y

Una vez conocidos los 3 ángulos de Euler, se rota el sistema de para que se alinee con el sistema de referencia de piezas. Aplicando las precesión. nutación y giro en k. i y k respectivamente como se muestra en la



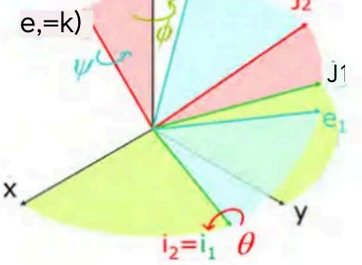


Figura B. 6: Rotación del ángulo de Euler para alinear

El resultado de este proceso se muestra en la Figura B. 7. Ahora es los planos como plano de simetría para la optimización

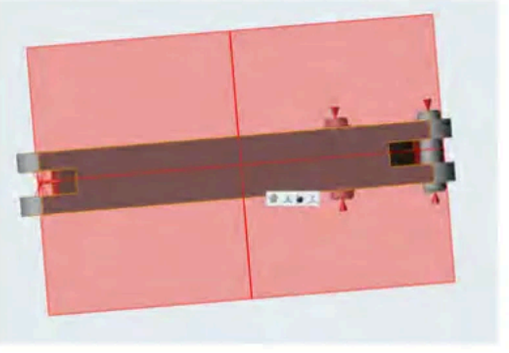


Figura B. 7: Planos de pensamiento sólido después de

Apéndice C

Guía de diseño del sistema de

Esta guía tiene como objetivo ayudar al estudiante a crear un sistema La guía asume que el usuario tiene acceso a SolidWorks y posee conocimiento del programa, potencia computacional media-alta y Sistemas y términos de suspensión. Conocimientos de análisis de elementos También se requiere Solid Thinking Inspire. Esta guía se basa en Long Horn Boceto de referencia de dinámica eléctrica creado

C. 1

El proceso de diseño de un sistema de palanca acodada comienza de las relaciones de instalación (IR). “Diseño de sistemas de suspensión 01 Matthews puede utilizarse para calcular el IR, como se especifica en la Objetivo de diseño de frecuencia de recorrido”. Luego, se creará un incluyendo todos los componentes que interactúan con el sistema de La creación de parejas permitirá realizar estudios de movimiento que función para medir el IR. Luego se pueden realizar iteraciones de diseño para lograr la IR deseada manteniendo al mismo tiempo la depuración. El que la palanca acodada puede tener se obtendrá y se introducirá en el Software de optimización, con las fuerzas y fijaciones adecuadas. Un factor

se elegirá y luego el programa generará una geometría optimizada que

Debe ser perfeccionado para

C. 2 Guía paso a paso

1. Cálculo de las relaciones de instalación según se explica en el apartado 1 de diciembre de 2016" por

2. Cree un ensamblaje de SolidWorks que incluya el boceto de referencia con el origen del ensamblaje), el marco y otras partes que podrían problemas de espacio libre, como el cono de la nariz y la cremallera de pensión o el semieje para la suspensión trasera. En caso de que las terminados o demasiado complejos para su capacidad de cálculo, se pueden crear. A veces es más fácil crear modelos simples usando es preferible usar bocetos de referencia análoga que los existentes, ya complejo o partes de ensamblajes. Recuerde definir todas las se crean.

3. Acople cada pieza con la mayor precisión posible, comprobando que el El ensamblaje tiene sentido. Bocetos 3D que representan la posición en máxima compresión y tensión deben crearse para comprobar que la El movimiento de ensamblaje es el mismo que el definido por las Boceto de referencia

4. Una vez que el modelo de liquidación esté embalado y se mueva como para elegir una ubicación para la palanca acodada, el amortiguador y la

restricciones que deben cumplirse, si la autorización lo permite,

tener la libertad de cambiar de suspensión de varilla de empuje a
permite cumplir con más

- Espacio libre: El sistema no debe interferir con ninguna suspensión
  miembro durante el recorrido de la
- El soporte de la palanca acodada y el soporte del amortiguador al
  para evitar momentos de flexión o
- Planaridad: La varilla de empuje y el amortiguador deben estar en
  la palanca acodada durante el recorrido de la rueda. El ARB debe
  Sus fuerzas permanecen en el plano tanto como sea posible. Esto
  momentos en el cojinete de las palancas acodadas. Como esto
  Si la palanca acodada tiene cojinetes planos, uno de los
  plano. En mi caso, elegí que la varilla de empuje estuviera a ± 7
  y el ARB debe ser de ± 5 grados. Si el embalaje lo permite, incluya
  viajar en el plano de la palanca acodada. Esto hará que el ajuste IR
  más

5. Una vez que se ha determinado visualmente la posición del sistema, se
   La palanca acodada debe embalarse. Primero, cree un boceto 3D en el
   denominado “sistema de palanca acodada”. Este boceto servirá como
   sistema, donde es posible jugar con las dimensiones de cada boceto
   una vez que se haya definido correctamente. Tendrá un soporte
   pequeña línea desde el nodo seleccionado (Esto ayudará a tener el

con la palanca acodada) donde se colocará el amortiguador, definido

ángulos, el soporte de la palanca acodada es el mismo que el soporte definido con dimensión entre soportes y altura a una línea neutra y el Referencia de la varilla de

6. Ahora que las dimensiones base se han definido en el boceto, se Se debe crear cada parte. No se recomienda vincular las dimensiones de los bocetos a las piezas, ya que creará problemas durante el estudio Copia las dimensiones del boceto 3D a las piezas y luego une las para crear un movimiento
7. Comprueba que las piezas no interfieran con ninguna otra pieza recorrido
8. Activa el complemento llamado "Estudio de movimiento" y ve a la que aparecen en la parte inferior de SolidWorks y elija estudio de donde aparece
9. Crea un motor oscilante acoplado al marco que haga que la parte El brazo se mueve a las posiciones deseadas de máxima y mínima Si todo está bien acoplado, todo el conjunto debería moverse como lo realidad. A veces es necesario cambiar el tipo de integrador en el propiedades a GSTIFF si el movimiento no
10. Una vez que se mueva como se supone que debe hacerlo, se debe y la función de trazado y la selección de la función de desplazamiento medirá la distancia absoluta entre el soporte del amortiguador en el

el soporte del amortiguador en la palanca acodada y el desplazamiento

donde el IR se puede calcular restando la longitud natural del choque a
Longitud de choque absoluta obtenida y dividida por el desplazamiento
Debe ser lo más constante posible y lo más cercano posible al valor

11. Si no se acerca al valor deseado, vuelva a empezar desde el punto 5. Es para modificar la posición de la palanca acodada, el choque y las soportes de palanca acodada. No hay ningún movimiento específico de para modificar de cierta manera. Intenta mover un soporte de palanca aumentar o disminuir y luego actuar en consecuencia. Para hacerlo más Intenta maximizar la

12. La parte más difícil ya está hecha. Las dimensiones y la ubicación de la Se definen los componentes del sistema. Es importante obtener el que la palanca acodada puede tener sin interferir con ninguna otra volumen lógico, no máximo absoluto). Esta parte se llama espacio de y debe tener en cuenta la interferencia de montaje con cada

13. Ahora exporta el espacio de diseño a Solid Thinking Inspire como un Inspire no funciona con la edición para estudiantes

14. Para calcular las coordenadas de las fuerzas, el espacio de diseño de la debe incluirse en un ensamblaje en SolidWorks donde el origen y los Alinee con el plano medio de las palancas acodadas. Luego, agregue el y acoplar su boceto de palanca acodada al espacio de diseño. Esto

Los vectores de empuje y choque para compresión y tensión en la

15. Introducir los casos de carga de compresión y tensión máximas en Solid
    Los accesorios, el plano de simetría y especifique un FOS de 2. Ejecute
    y observa cómo ocurre la

16. Exporte el modelo a SolidWorks y ajústelo para su

17. ¡Tu palanca acodada

Fabricación de palancas

El proceso de fabricación de las palancas acodadas consta

1. Creación de la caja CNC. Este prisma rectangular encapsula cada mitades dejando 1/8 de pulgada de espacio libre. 4 prismas
   Se necesitan 4 para las palancas acodadas delanteras y

2. En la tienda se encontró un prisma rectangular de aluminio, que era un de otro proyecto. El prisma fue marcado como se muestra en D. 1 para cada caja CNC.

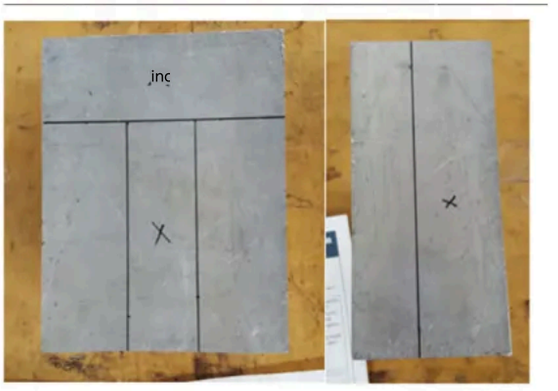


Figura D. 1: Prisma de aluminio

3. El prisma de aluminio se dividió en partes más pequeñas utilizando la Figura D. 2. Era una sierra semiautomática en la que era posible

velocidad de corte y la máquina cortó la pieza por sí misma mientras Parte. Se requería una formación previa para utilizar este tipo de

Figura D. 2:

4. Como la sierra era muy vieja, las caras de las cajas CNC no eran

   Se utilizó una máquina de refrentado para resolver este problema,

   D.

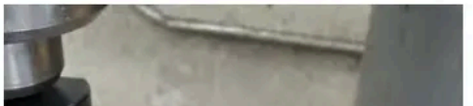


Figura D. 3: Máquina de

5. Las cajas CNC preparadas se muestran en la figura D. 4. Era importante las cajas con el mínimo material posible ya que se utiliza la máquina por todos los subsistemas, por lo que minimizar el tiempo de CNC tiempo del

Figura D. 4: Cajas

6. La palanca acodada delantera final se muestra en la figura D. 5 y la

se representa

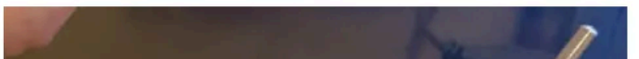


Figura D. 5: Palanca acodada

Figura D. 6: Palanca acodada

[1] Amy Chambers. Desarrollo de un banco de pruebas para determinar la Rigidez de una estructura espacial SAE de fórmula. Tesis doctoral, The

[2] M Goelke. Aspectos prácticos de la simulación multicuerpo con Equipo universitario de

[3] SAE International. Reglas de fórmula SAE 2017-2018

[4] SAE International. Acerca de la serie de

[5] KH Leitz, P Singer, A Plankensteiner, B Tabernig, H Kestler y LS Sigl. Simulación multifísica de fusión selectiva por láser. Informe sobre polvo 72(5): 331–338.

[6] Carreras de LongHorn. Lo que

[7] Carroll Smith. Sintoniza para ganar. Aero Publishers

[8] SolidWorks. Métodos de

[9] SolidWorks. Modelado de un marco FSAE - tutorial -

[10] Formula Student. Los siete pecados capitales del

Índic

4. 3. Cálculo de la relación de

2018 palancas

Resumen, vi Agradecimientos, v
Barra estabilizadora (ARB), 38
Apéndices, 77 Apéndice Guía de diseño del sistema de palanca acodada, 91, 97

Cálculos y selección del marco
modificaciones de
Dibujos. 104
Rotación de SolidThinking
Aviones n.º

Antecedentes de la necesidad, 4 Diseño de Bellcrank, 34
Sistema de

Chasis, 1, 14 Conclusiones, 69 Información del cliente, 4 Declaración de necesidades del cliente, 5

Dedicación, iv Metodología de diseño, 18, 40 Modificaciones de diseño para el marco de 2018, 30

Objetivos de diseño, 15, 39
Espacio de diseño, 43
Espacio de diseño, 58
Boceto de referencia

Diseño final de la palanca acodada trasera, 51
Bastidor, 10, 69, 73 Diseño del bastidor, 14 Diseño de la palanca acodada delantera, 52 Diseño final de la palanca acodada delantera, 64

Introducción.

Método de funcionamiento eléctrico de
ología.

Fabricabilidad, 73 Estudio de movimiento, 53
Refinamientos del estudio

Nariz. 39

Preparación del modelo 2018 para FEA, 23

Trabajos previos, 14, 35
Cronograma y presupuesto

Proceso de diseño de la

Estado del arte, 10
Suspensión, 2, 11, 71,

Optimización topológica, 45, 61 Precisión de la rigidez

Cálculo de rigidez torsional para
marco.
Cálculo de rigidez torsional para
marco.

Requisitos del

Francisco Javier Suárez nació en Santa Cruz de Tenerife, España el 23 Marzo de 1994, hijo de la Dra. M. Mercedes Suárez y Francisco J. Suárez. Él Recibió el título de Licenciado en Ciencias en Ingeniería Electromecánica de Universidad Pontificia Comillas. Solicitó ingreso a la Universidad de Texas en Se matriculó en su programa de ingeniería civil. Fue aceptado y comenzó sus estudios en agosto de

Dirección permanente: 2505 calle
Austin, Texas

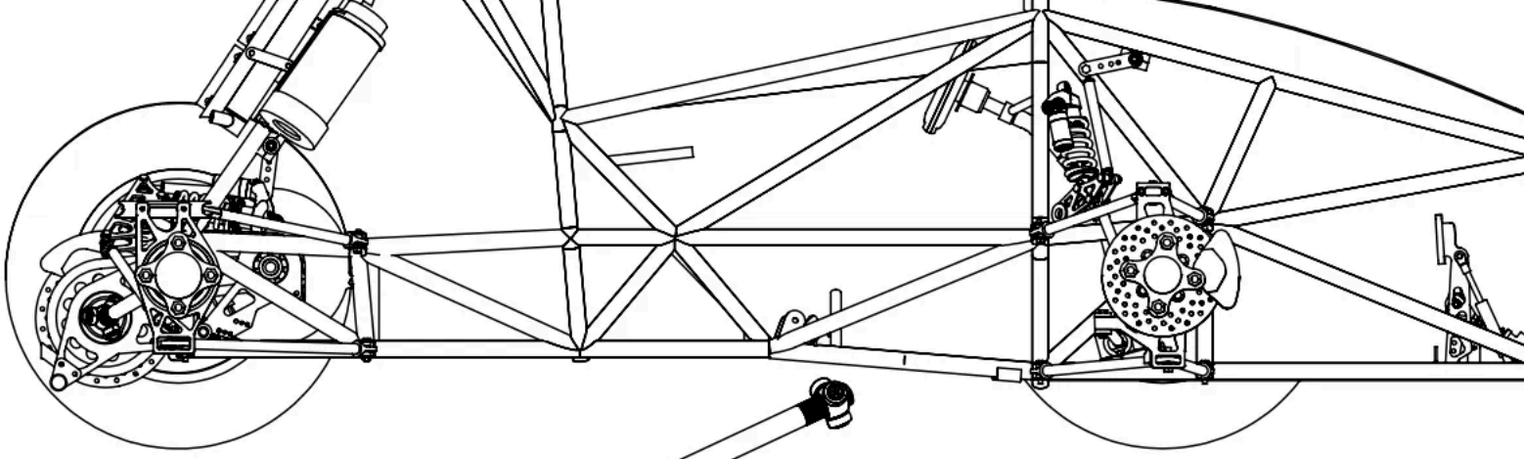
Esta tesis fue compuesta tipográficamente con

† LATEX es un sistema de preparación de documentos desarrollado por Leslie Lamport El programa TEX de Donald

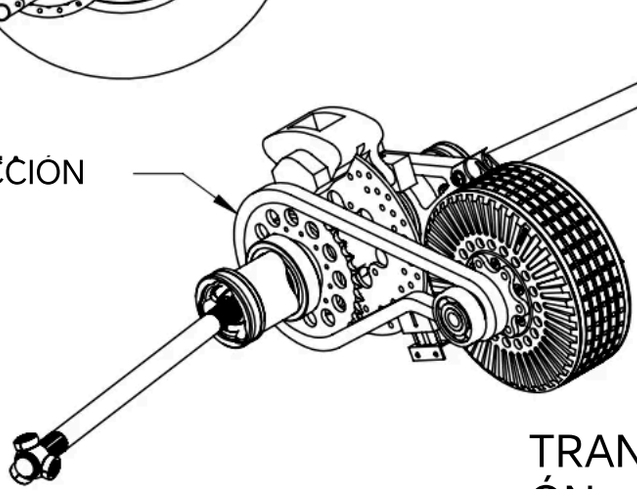
Apéndice E

LONGHORN RACING
UNIVERSIDAD DE TEXAS EN AUSTIN
VEHÍCULO 2018

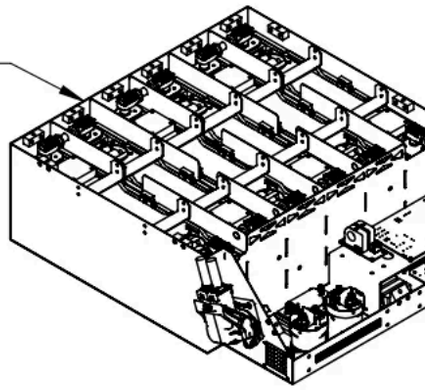
DETALL
PESO: 471 LIBRAS (214
POTENCIA: 100 KW (PICO) 42 KW (CONTINUA)
SUSPENSIÓN: VARILLA DE EMPUJE, DOBLE BRA
FRENADO: FRENOS DELANTEROS EXTERIORES
ACUMULADOR: 720 CELDAS, 6,66 W/KH, POTEN



#520
REDUCCIÓN



720X CELDAS
3.7V



TRANSMISI

KERS

Aust

LONGHORN Racing ELECTRICO

Configuración:

TOLERANCIAS (a menos que se
+/- 0,005 en patrón
+/-. 010 en
Angulos de +/- 1/2
+. 003/-. 001 en
+/- 0,010 en diámetro Csink y

PROPIEDAD EXCLUSIVA Y

LH

VEHÍCULO ELE

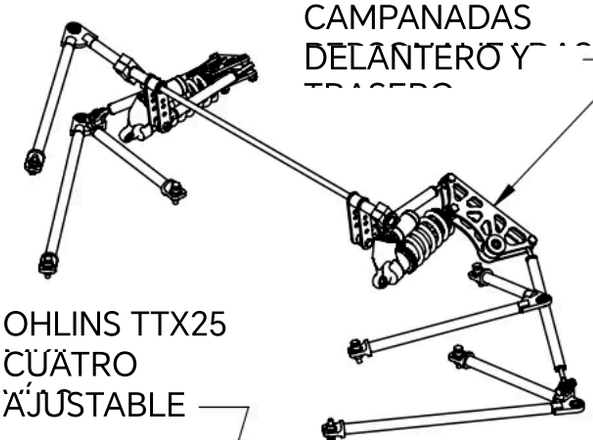
N.º y revisión
18-

Producto educativo de SOLIDWORKS. Solo para uso didáctico

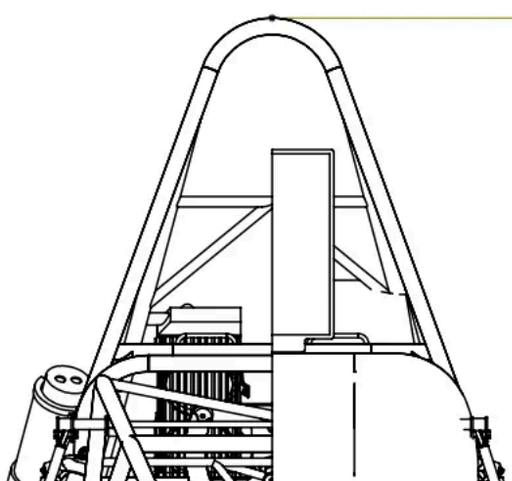
LONGHORN RACING
UNIVERSIDAD DE TEXAS EN
VEHÍCULO

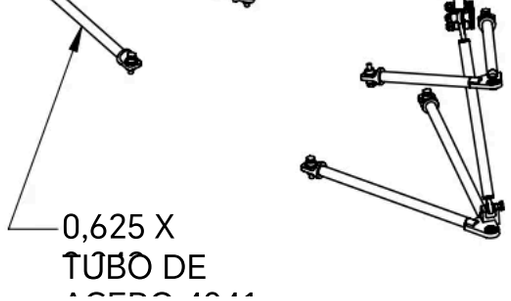
SUSPENSIÓ
ASAMBLE

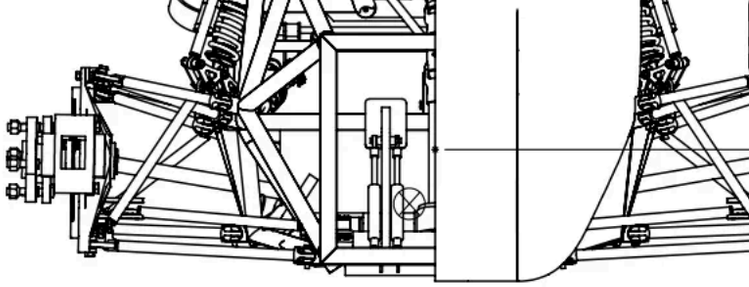
CAMPANADAS
DELANTERO Y



OHLINS TTX25
CUATRO
AJUSTABLE







IVE
RAESIDIA
Aust

Configuración: Vista

TOLERANCIAS (a menos que se
+/- 0,005 en patrón
+/-. 010 en
Ángulos de +/- 1/2
+. 003/-. 001 en
+/- 0,010 en diámetro Csink y

PROPIEDAD EXCLUSIVA Y

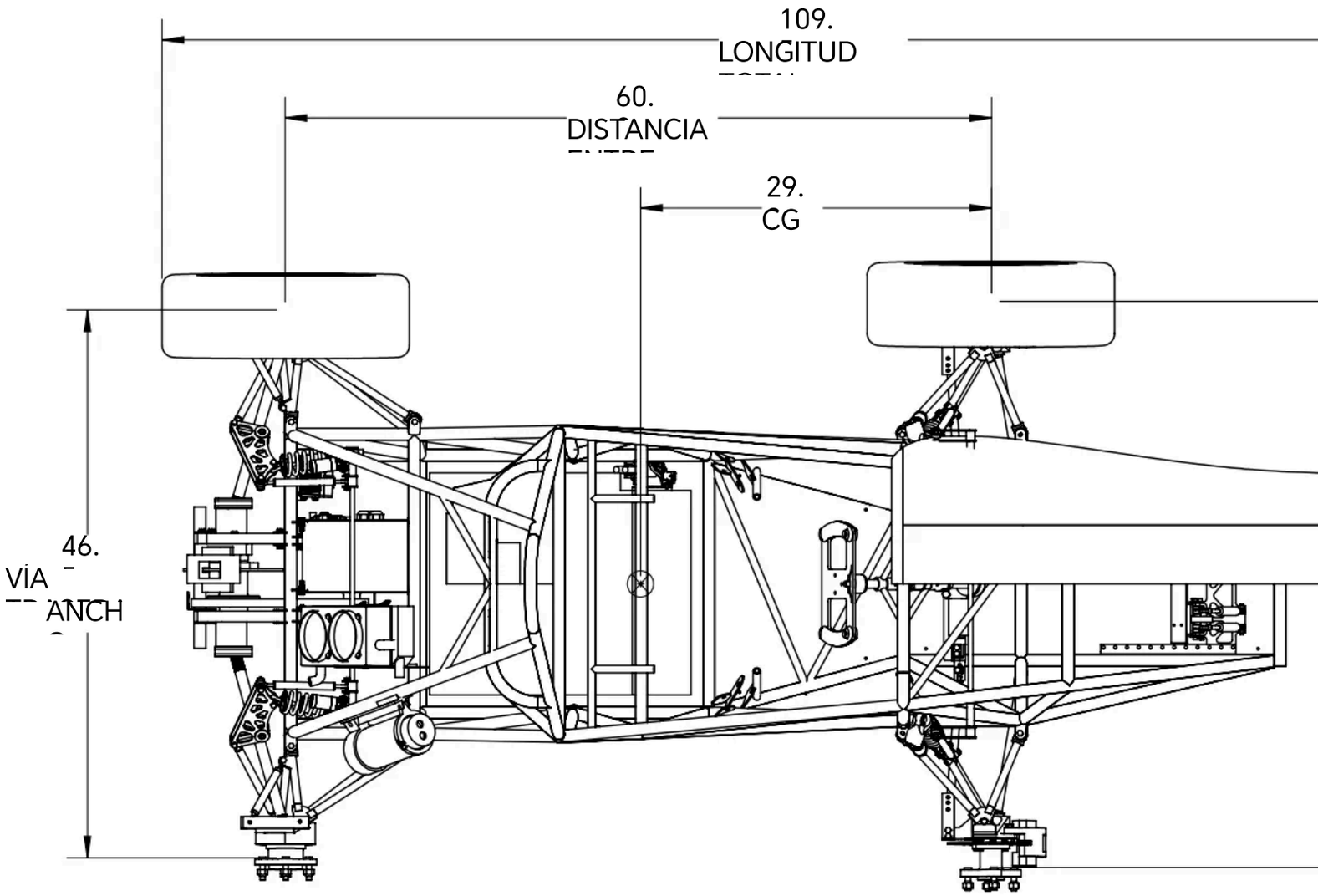
LH

TODAS LAS D

N.º y revisión
_18-

Producto educativo de SOLIDWORKS. Solo para uso didáctico

DIMENSION

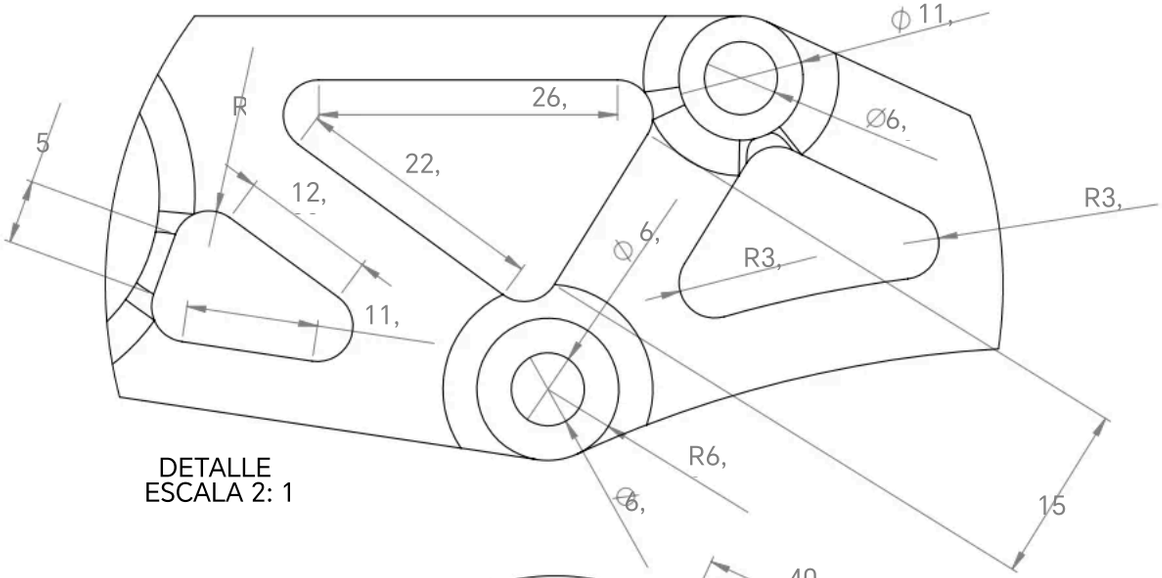


IVE
RAESIDIA

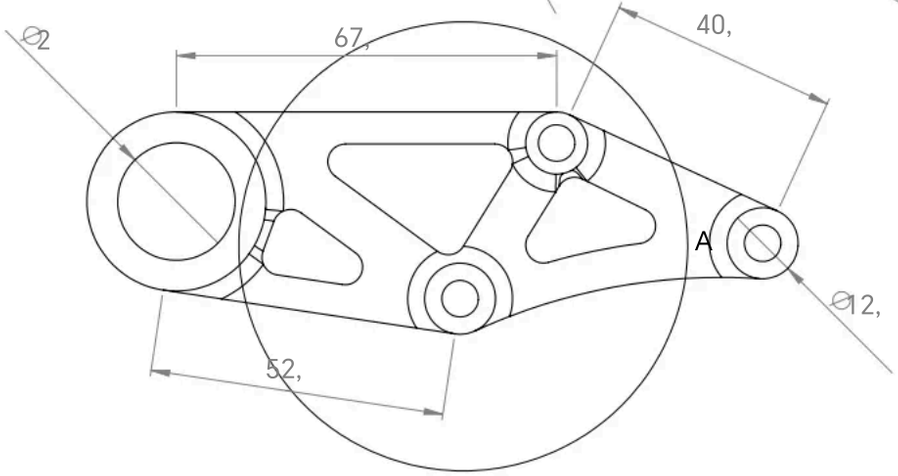
Configuración: Vista

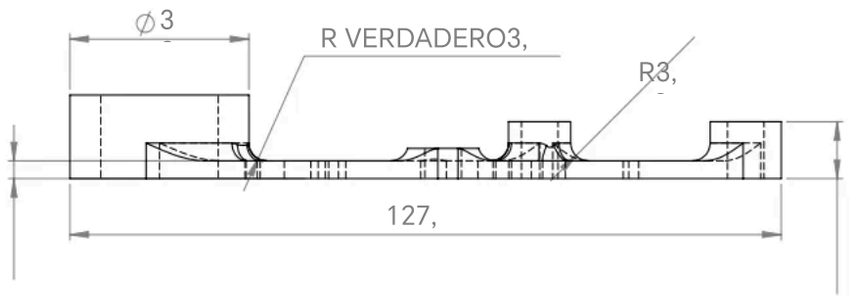
TOLERANCIAS (a menos que se

Producto educativo de SOLIDWORKS. Solo para uso didáctico

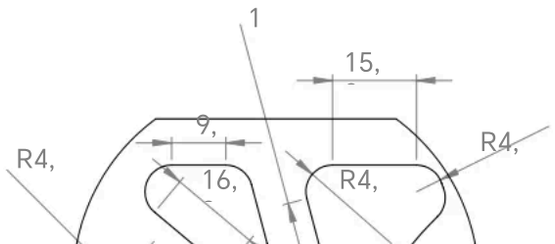


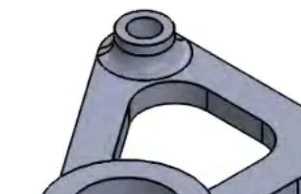
DETALLE
ESCALA 2: 1

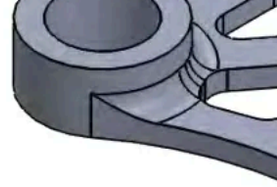


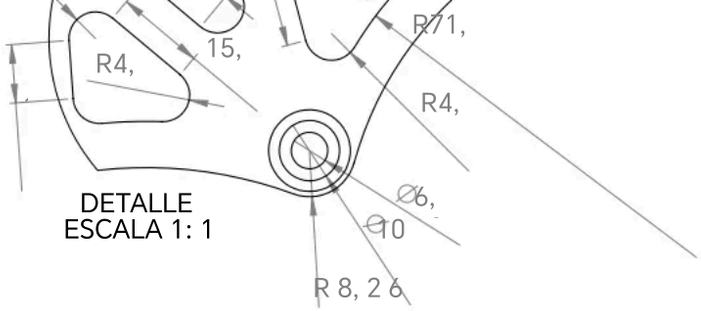


NOMBR	Francisco Suárez
	9
MATERIAL	Aluminio
PESO	0,09

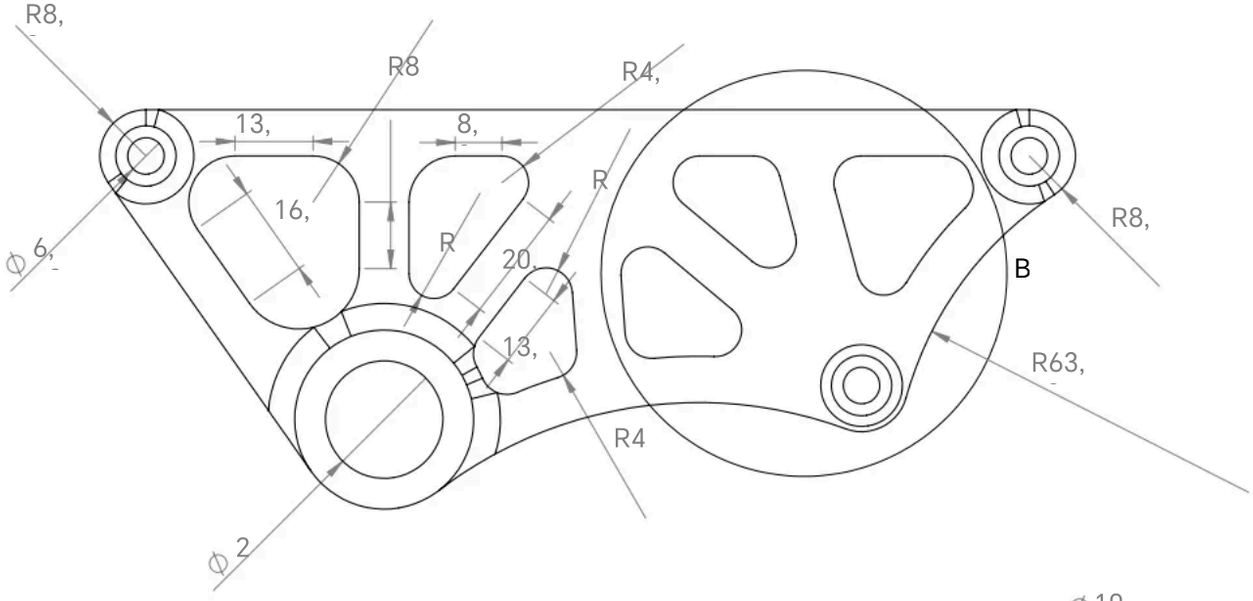


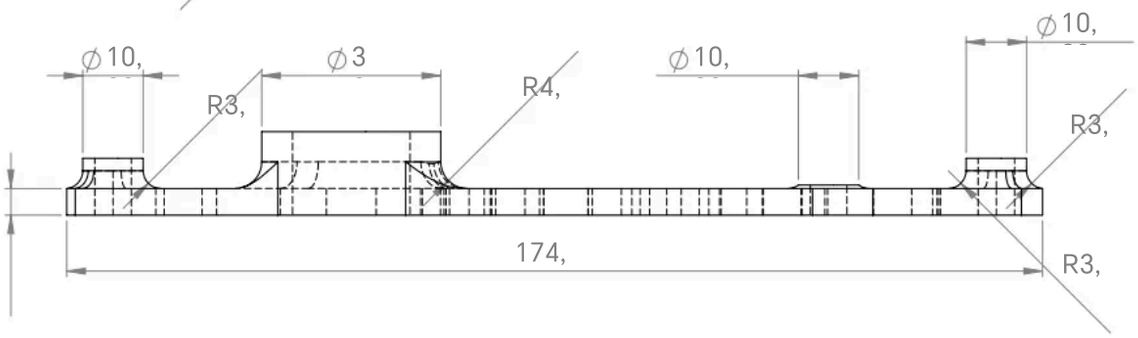






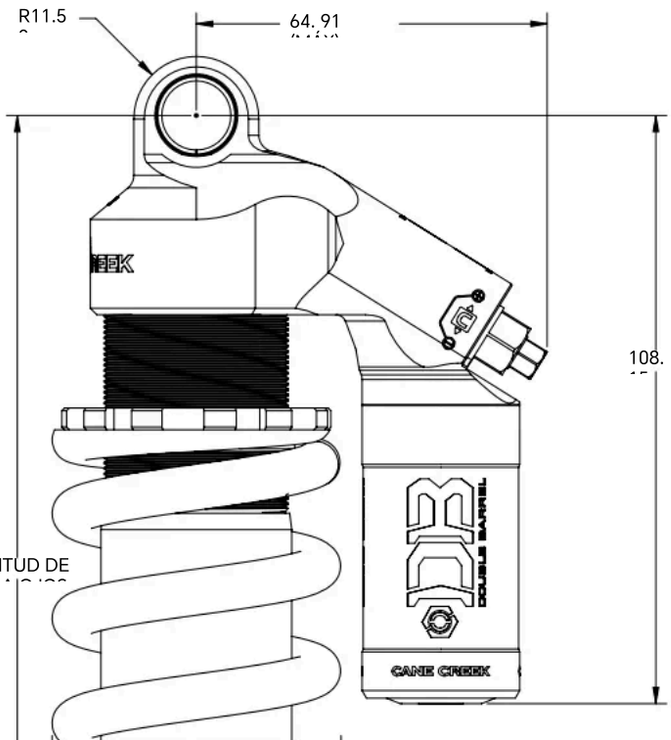
DETALLE
ESCALA 1: 1

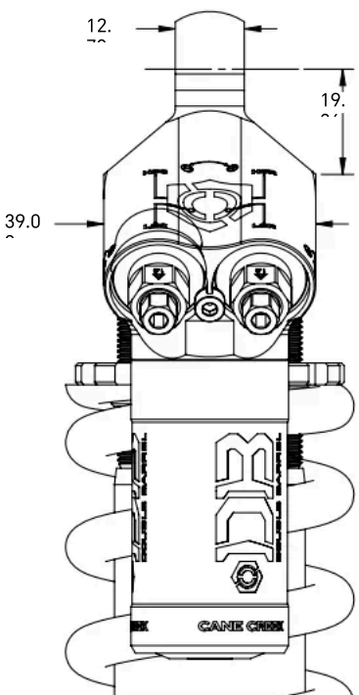


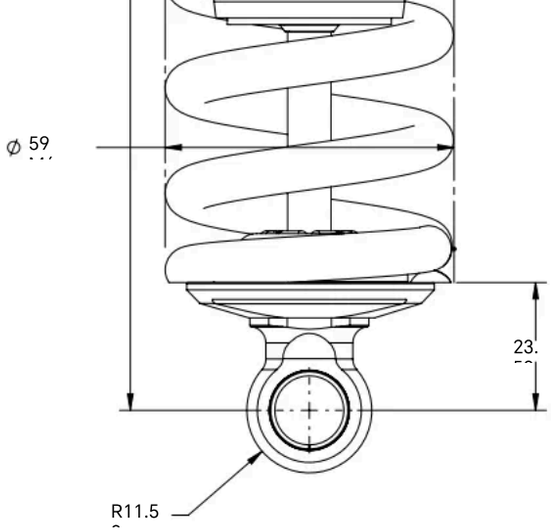


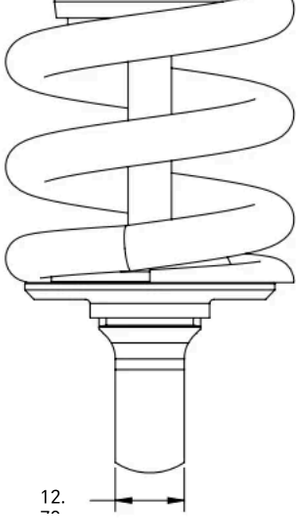
NOMBR	
Francisco Suárez	
	9
MATERIAL	
Aluminio	
PESO	0,19

8 7 6 5 4 3









No
1.)
du
2.)
de
3.)